



Rodrigo Braga Furtado

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Determinação de curvas NPSH em Bombas Centrífugas

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor Auxiliar
Da Faculdade de Ciências e Tecnologias
da Universidade Nova de Lisboa

Júri:

Presidente: Prof. Doutor José Manuel Paixão Conde

Arguentes: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz

Vogais: Prof. Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Dezembro, 2019

Rodrigo Braga Furtado

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

Determinação de curvas NPSH em Bombas Centrífugas

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil, Professor Auxiliar
Da Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa

Júri:

Presidente: Prof. Doutor José Manuel Paixão Conde

Arguentes: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz

Vogais: Prof. Doutor Luís Miguel Chagas da Costa Gil

Dezembro, 2019

Determinação de curvas NPSH em Bombas Centrífugas

Copyright © 2019 Rodrigo Braga Furtado, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Aos meus pais e irmãos...

Agradecimentos

A realização desta dissertação não teria sido possível sem a contribuição de várias pessoas às quais desejo agradecer.

Ao meu orientador, o Professor Luís Gil pela paciência que teve comigo. Tenho que agradecer a ele toda a ajuda neste trabalho, pela disponibilidade permanente e a confiança depositada em mim, ao dar-me liberdade para escolher este tema.

Agradeço ainda aos meus amigos mais próximos pelo que fizeram por mim durante os períodos mais complicados da minha vida.

Aos meus pais e em especial à minha irmã Ângela, por acreditarem sempre em mim, pelo carinho, pelo apoio incondicional durante todos estes anos e por fazerem de mim a pessoa que sou hoje. Obrigado por tudo.

Resumo

Esta dissertação tem como objetivo estimar a Altura Livre Positiva de Aspição (Net Pressure Suction Head, NPSH). Esta grandeza surgiu como uma resposta dos engenheiros ao elevado número de bombas que se danificavam devido a fenómenos de cavitação. Em 1932, o Hydraulic Institute propôs um método de deteção de cavitação através de um critério de redução de 3% da altura fornecida pela bomba.

Atualmente, embora haja métodos mais evoluídos para identificar a presença de cavitação, o método dos 3% continua a ser utilizado pela indústria para caracterizar a pressão de aspiração de uma bomba.

Esta dissertação tem como objetivo testar e validar a precisão deste método. Para tal foi utilizado o banco de ensaios presente no laboratório da Secção de Dinâmica dos Fluidos e Termodinâmica Aplicada da FCT-UNL.

No início deste trabalho, este banco de ensaio não possuía a devida instrumentação para a determinação das curvas de NPSH, porém e no âmbito desta tese, modificou-se o mesmo de forma a que se pudesse determinar, não só a curva de NPSH(Q), mas como todas as curvas necessárias para caracterizar uma bomba centrífuga.

Concluiu-se que apesar de haver métodos mais apurados para detetar cavitação com um banco de ensaios bem equipado, o método dos 3% de queda fornece resultados coerentes.

Foram realizados ensaios onde obtiveram-se as curvas $H(Q)$, $P(Q)$, e $\eta(Q)$. As curvas NPSH(Q) foram conseguidas através de dois métodos diferentes. Concluiu-se que, embora muito semelhantes, não se sobrepunham devido à influência do erro dos sensores na leitura dos dados.

Palavras-chave: Cavitação, NPSH, Bomba Centrífuga, Banco de Ensaios

Abstract

This dissertation aims to estimate the Net Pressure Suction Head (NPSH). This method arose as a response from engineers to the high number of pumps that were damaged by cavitation phenomena. In 1932, the Hydraulic Institute proposed a cavitation detection method through a 3% reduction in pump height.

Currently, although there are more advanced methods to identify the presence of cavitation, the 3% method is still used by industry to identify the suction pressure of a pump.

This dissertation aims to test and validate the accuracy of this method. For this, we used the test bench present in the Thermodynamics and Fluid Dynamics laboratory of the Department of Mechanical and Industrial Engineering of FCT-UNL.

At the beginning of this work, this test bench did not have the proper instrumentation to determine the NPSH curves, but in the context of this thesis, it was modified so that not only the NPSH curve could be determined. (Q), but like all the curves necessary to characterize a centrifugal pump.

It was concluded that although there are more accurate methods for detecting capitation with a well-equipped test bench, the 3% drop method provides consistent results.

Tests were performed where the curves $H(Q)$, $P(Q)$, and $\eta(Q)$ were obtained. NPSH (Q) curves were achieved by two different methods. It was concluded that, although very similar, they did not overlap due to the influence of sensor error on data reading.

Keywords: Cavitation, NPSH, Centrifugal Pump, Test Bench

Índice

LISTA DE FIGURAS	VII
ABREVIATURAS E LISTA DE SÍMBOLOS.....	X
SÍMBOLOS LATINOS	X
SIGLAS.....	XI
1-INTRODUÇÃO	1
1.1. CONTEXTO.....	1
1.2. MOTIVAÇÃO	2
1.3. OBJETIVOS.....	2
1.4. ESTRUTURA	3
2-REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1. GENERALIDADES SOBRE BOMBAS	5
2.1.1. BOMBAS VOLUMÉTRICAS	6
2.1.2. BOMBAS DINÂMICAS.....	6
2.1.2.1. BOMBAS DINÂMICAS ROTATIVAS AXIAIS	7
2.1.2.2. BOMBAS DINÂMICAS ROTATIVAS RADIAIS	8
2.1.2.3. BOMBAS DINÂMICAS ROTATIVAS MISTAS	8
2.1.2.4. BOMBAS DINÂMICAS NÃO ROTATIVAS	9
2.2. BOMBAS CENTRÍFUGAS	10
2.3. CAVITAÇÃO	15
2.4. ENSAIO DE BOMBAS	20
2.4.1. DETERMINAÇÃO DE CURVA CARACTERÍSTICA	22
2.4.2. DETERMINAÇÃO DE CURVA DE POTÊNCIA.....	23
2.4.3. DETERMINAÇÃO DE CURVA DE RENDIMENTO	24
2.4.4. DETERMINAÇÃO DE CURVA DE NPSH	24

3-MONTAGEM EXPERIMENTAL	29
3.1. MONTAGEM EXISTENTE	29
3.2. ALTERAÇÕES REALIZADAS	30
3.2.1. VÁLVULA DE REGULAÇÃO.....	31
3.2.2. CONTADOR TRIFÁSICO.....	32
3.2.3. ALTERAÇÃO DO CÓDIGO ARDUINO.....	34
.....	35
4-PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	35
4.1. PRIMEIRA SÉRIE DE ENSAIOS.....	35
4.2. SEGUNDA SÉRIE DE ENSAIOS	36
4.2.1. ENSAIO COM CAUDAL CONSTANTE, PRESSÃO DE ASPIRAÇÃO VARIÁVEL	37
4.2.2. ENSAIO COM PRESSÃO DE ASPIRAÇÃO CONSTANTE, CAUDAL VARIÁVEL	37
5-RESULTADOS OBTIDOS.....	39
5.1 PRIMEIRA SÉRIE DE ENSAIOS	39
5.2 SEGUNDA SÉRIE DE ENSAIOS, CAUDAL CONSTANTE.....	42
5.3 SEGUNDA SÉRIE DE ENSAIOS, CAUDAL VARIÁVEL;	46
.....	51
6-CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	51
BIBLIOGRAFIA.....	54

Lista de Figuras

FIGURA 1 - CLASSIFICAÇÃO DE BOMBAS (ADAPTADO)[1].....	6
FIGURA 2 - BOMBA AXIAL FECHADA[14]	7
FIGURA 3 - ROTOR DE BOMBA AXIAL ABERTA [2].....	7
FIGURA 4 - BOMBA CENTRÍFUGA [2]	8
FIGURA 5- BOMBA DINÂMICA ROTATIVA MISTA [2]	9
FIGURA 6 - BOMBA DE EJETOR [3].....	9
FIGURA 7 - BOMBA POR GOLPE DE ARIETE [3]	10
FIGURA 8 - CORTE DE BOMBA CENTRÍFUGA (ADAPTADO) [4]	11
FIGURA 9 - DIAGRAMA DO PONTO TRIPLO DA ÁGUA	15
FIGURA 10 - CAVITAÇÃO VIAJANTE.....	17
FIGURA 11- CAVITAÇÃO ANEXA	17
FIGURA 12- CAVITAÇÃO POR VÓRTICE	18
FIGURA 13- CAVITAÇÃO POR CORTE.....	18
FIGURA 14- ZONA DE INÍCIO DE CAVITAÇÃO EM ROTOR.....	19
FIGURA 15 - ROTOR DANIFICADO DEVIDO A CAVITAÇÃO	19
FIGURA 16- ARRANJO TÍPICO DE UM ENSAIO DE BOMBA	21
FIGURA 17 - RELAÇÃO ENTRE CURVA DA BOMBA E CURVA DE INSTALAÇÃO [6].....	22
FIGURA 18 - EVOLUÇÃO DE CAVITAÇÃO NO TESTE DE NPSH3%	25
FIGURA 19 - EXEMPLO DE UMA INSTALAÇÃO EM CICLO FECHADO	25
FIGURA 20 - EXEMPLO DE UMA INSTALAÇÃO EM CICLO ABERTO.....	26
FIGURA 21 - CURVA H (NPSH) A CAUDAL CONSTANTE	27
FIGURA 22 - CURVA H (NPSH) COM CAUDAL VARIÁVEL	27
FIGURA 23 - CURVA DE NPSH3%.....	28
FIGURA 24 - BANCO DE ENSAIO PRESENTE NO LABORATÓRIO.....	30
FIGURA 25 - VÁLVULA DE ESFERA.....	31

FIGURA 26- VÁLVULA DE GUILHOTINA.....	32
FIGURA 27 - VARIADOR DE FREQUÊNCIAS E CONTADOR TRIFÁSICO.....	33
FIGURA 28 - CURVA DE CAUDAL 90 L/MIN	37
FIGURA 29- CURVA DE PRESSÃO DE ASPIRAÇÃO A -0.5 BAR.....	38
FIGURA 30 - CURVA CARACTERÍSTICA.....	40
FIGURA 31- POTÊNCIA CONSUMIDA	41
FIGURA 32 - RENDIMENTO DA BOMBA.....	41
FIGURA 33- QUEDA DE 3% (50 L/MIN)	43
FIGURA 34- QUEDA DE 3% (70 L/MIN).....	43
FIGURA 35 - QUEDA DE 3% (90 L/MIN)	43
FIGURA 36- QUEDA DE 3% (110 L/MIN)	44
FIGURA 37- QUEDA DE 3% (130 L/MIN)	44
FIGURA 38 - RELAÇÃO ENTRE CAUDAIS FIXOS.....	45
FIGURA 39 – NPSH3% COM CAUDAL CONSTANTE.....	45
FIGURA 40 – QUEDA 3% (-0.3 BAR).....	46
FIGURA 41- QUEDA 3% (-0.4 BAR)	47
FIGURA 42 - QUEDA 3% (-0.5 BAR)	47
FIGURA 43- QUEDA 3% (-0.6 BAR)	47
FIGURA 44- QUEDA 3% (-0.7 BAR)	48
FIGURA 45- QUEDA 3% (-0.8 BAR)	48
FIGURA 46- RELAÇÃO ENTRE A CURVA CARACTERÍSTICA E AS CURVAS OBTIDAS	49
FIGURA 47 – NPSH3% COM CAUDAL VARIÁVEL	49
FIGURA 48 - RELAÇÃO ENTRE CURVAS NPSH OBTIDAS.....	50

Abreviaturas e Lista de Símbolos

Símbolos latinos

B: Binário;
D: Diâmetro característico;
Ed: Energia dispendida;
Et: Energia transmitida;
Eu: Energia útil;
 f : Frequência;
 g : Aceleração gravítica;
 H : Altura manométrica;
 H_S : Altura de aspiração disponível;
 H_{Si} : Altura de aspiração crítica;
 H_u : Altura disponível;
 H_t : Altura de elevação;
L: Comprimento;
M: Massa;
 P : Potência;
Pd: Potência disponível;
Pt: Potência transmitida;
 ΔP_m : Potencia mecânica dissipada;
 P_u : Potencia útil;
 P_{asp} : Pressão de Aspiração;
 P_{atm} : Pressão Atmosférica;
 P_v : Pressão de vaporização;
 Q_m : Caudal mássico;
 Q_v : Caudal volúmico;

Re: Número de Reynolds;
T: Tempo;
v: Velocidade;
Z₀: Cota da superfície livre;
Z_M: Cota a montante da bomba;
Z_J: Cota a jusante da bomba.

Siglas

BEP: Best Efficiency Point;
DEMI: Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial;
FCT: Faculdade de Ciências e Tecnologia;
NPSH: *Net Positive Suction Head*;
NPSHa: *Net Positive Suction Head Available*;
NPSHr: *Net Positive Suction Head Required*;
UNL: Universidade Nova de Lisboa;
VFD: *Variable Frequency Drive*.

1-Introdução

Neste capítulo faz-se uma introdução ao trabalho desenvolvido. Inicialmente é apresentado o contexto no qual foi realizado, a motivação e os objetivos. Por fim, descreve-se como está estruturada a dissertação expondo os conteúdos de cada capítulo.

1.1. Contexto

A cavitação é uma das principais fontes de instabilidade em bombas centrífugas. Dessa forma, é essencial detetar e evitar o desenvolvimento desse acontecimento pois em condições extremas, a cavitação é capaz de originar danos irreversíveis nos componentes internos das bombas.

Ao longo dos anos, surgiram vários métodos para identificar cavitação em bombas centrífugas, entre os quais a medição de vibração e do ruído, a visualização dos canais internos do rotor, a análise da assinatura da corrente elétrica entre outros. No entanto, o mais antigo e o mais comum é a determinação da Altura Positiva Livre de Aspiração.

A Altura Livre Positiva de Aspiração, Net Pressure Suction Head, ou simplesmente NPSH, surgiu como uma resposta dos engenheiros ao elevado número de bombas que se danificavam devido a fenómenos de cavitação.

Em 1932, o Hydraulic Institute (HI) publicou o Hydraulic Institute Standards que definia o NPSH como uma queda de 3% na pressão total da bomba. Facilmente ganhou consenso, pois as bombas que operaram sob o método dos 3% alcançaram mais tempo de serviço. Ainda continua a ser aceite pela indústria para caracterizar a pressão de aspiração de uma bomba.

1.2. Motivação

O laboratório da Secção de Dinâmica dos Fluidos e Termodinâmica Aplicada da FCT-UNL dispunha, até ao decorrer deste trabalho, dois bancos para ensaio de bombas com uma instrumentação que permitia obter apenas curvas $H(Q)$.

Este trabalho mostrava-se então como a ocasião perfeita para aproveitar todo o trabalho desenvolvido por colegas e professoras na instalação existente, e modificar a mesma de forma a obter mais informação, como curvas $P(Q)$, $\eta(Q)$ e $NPSH(Q)$.

1.3. Objetivos

Os principais objetivos desta dissertação podem ser divididos em tecnológicos e científicos:

Objetivos de carácter tecnológico:

- Modificar a instalação de forma a conseguir controlar a pressão no troço de aspiração de uma forma controlada;
- Conseguir auferir a energia consumida pela bomba de forma permanente;
- Alterar o código do controlador Arduino de forma a aumentar a taxa de leitura de dados.

Objetivos científicos:

- Aprender o método de obtenção das curvas NPSH(Q);
- Traçar as curvas $P(Q)$, $\eta(Q)$ e NPSH(Q).
- Testar e verificar a validade método NPSH (3%).

1.4. Estrutura

A presente dissertação encontra-se estruturada em cinco capítulos:

- Introdução
- Revisão Bibliográfica
- Montagem Experimental
- Ensaio e Procedimento Experimental
- Resultados Obtidos e Comentários
- Conclusão

No primeiro capítulo, fala-se sobre o contexto em que foi realizada esta dissertação, a motivação, objetivo e estrutura da mesma.

Seguidamente, no segundo capítulo, mostra-se a revisão bibliográfica realizada no decorrer deste trabalho. São feitas algumas considerações sobre bombas centrífugas, onde são abordados conceitos como potência, rendimento, cavitação e NPSH3%. Neste capítulo, também se fala sobre a cavitação e consequências nas bombas centrífugas. Por fim, ainda se explica como funcionam os diversos componentes de um banco de ensaio de bombas, bem como o método de obtenção das várias curvas.

O terceiro capítulo fala sobre a montagem experimental existente no laboratório, e explica-se, de forma detalhada as modificações realizadas na instalação.

O quarto capítulo corresponde à descrição do método utilizado para chegar aos resultados obtidos, onde mostra-se as quatro curvas que caracterizam a bomba presente na instalação.

No capítulo cinco apresentam-se as curvas obtidas enuncia-se as conclusões resultantes da análise dos resultados experimentais.

Na conclusão são feitos os comentários gerais sobre a dissertação, a instalação e os ensaios. Apresenta-se ainda algumas sugestões para trabalhos futuros, de forma a continuar a evoluir não só a bancada de testes, mas também o laboratório.

2-Revisão Bibliográfica

Neste capítulo faz-se uma revisão bibliográfica sobre alguns temas importantes para o estudo desenvolvido. Inicialmente é feita uma introdução às bombas hidráulicas, onde se enumera alguns tipos de bombas mais comuns. Seguidamente é aprofundado o funcionamento de bombas centrífugas. Após isso, fala-se sobre a cavitação, e os seus padrões mais comuns. Por fim, é explicado como funcionam os bancos de ensaios de bombas.

2.1. Generalidades sobre bombas

Todas as máquinas hidráulicas que têm como finalidade fornecer energia a um fluido, sem envolver a compressibilidade ou efeitos térmicos, denominam-se movidas, ou simplesmente bombas.

Como existem várias formas de fornecer energia a um fluido, essas máquinas hidráulicas movidas são classificadas pelo modo como processam a troca de energia, dando origem a duas grandes famílias: as bombas dinâmicas e as bombas de deslocamento ou volumétricas. A figura 1 mostra um diagrama que exemplifica a classificação de bombas.

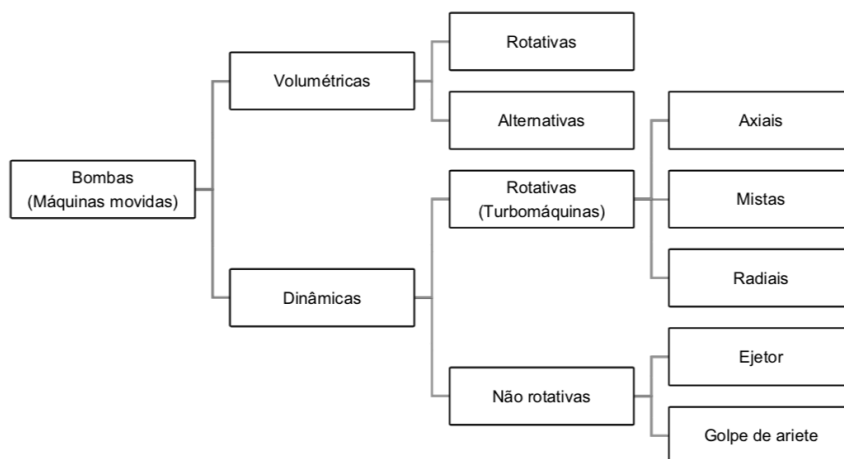


Figura 1 - Classificação de Bombas (Adaptado)[1]

2.1.1. Bombas Volumétricas

As bombas volumétricas, ou de deslocamento, fornecem energia ao fluido através da variação do seu volume interno, ou seja, o seu funcionamento está diretamente relacionado com o volume que o fluido ocupa no interior da máquina a cada rotação ou ciclo. Neste tipo de bombas, o caudal é proporcional à velocidade do propulsor e independente da pressão sendo indicadas para sistemas com pressões elevadas e caudais baixos.

Dividem-se, de forma simplificada, em alternativas (êmbolo, diafragma) ou rotativas (palhetas, lóbulos, engrenagens, fusos, parafusos e peristálticas).

2.1.2. Bombas Dinâmicas

As bombas dinâmicas, que podem ser divididas em rotativas e não rotativas, têm a capacidade de imprimir uma aceleração cuja força resultante altera a energia cinética do fluido, mas ao contrário das bombas volumétricas, esta aceleração não possui a mesma direção e sentido do movimento do fluido [1].

As bombas dinâmicas rotativas, também denominadas turbomáquinas, é a classe de bombas mais importante, pois o escoamento dá-se de forma contínua, podendo ser axial, radial ou misto.

2.1.2.1. Bombas Dinâmicas Rotativas Axiais

As bombas dinâmicas rotativas axiais, ou propulsoras, apresentam linhas de corrente que se mantêm aproximadamente em superfícies cilíndricas coaxiais com o eixo de rotação. São aplicadas em casos onde é necessário escoar grandes caudais a baixas pressões, podendo ser encontradas com dois tipos de configuração: fechadas (figura 2) ou abertas (figura 3).

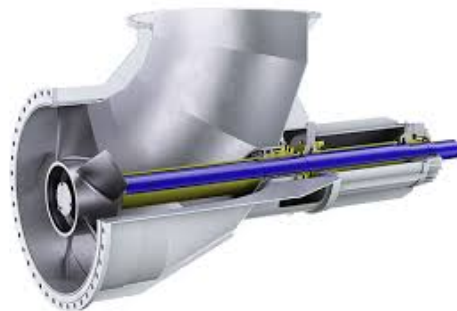


Figura 2 - Bomba Axial Fechada [14]

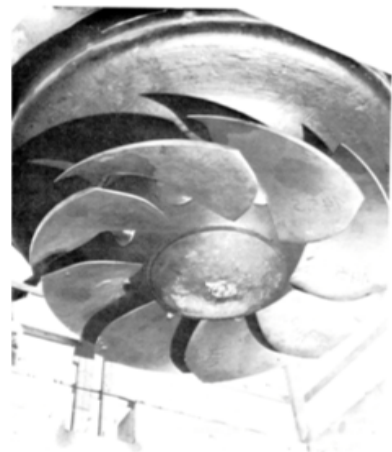


Figura 3 - Rotor de Bomba Axial Aberta [2]

Nas bombas dinâmicas rotativas axiais fechadas, o rotor encontra-se envolvido na tubagem e o escoamento dá-se no seu interior sob pressão. São aplicadas maioritariamente em operações de bombagem que requerem grandes caudais como por exemplo, arrefecimento de centrais elétricas ou bombagem de esgotos.

Nas bombas dinâmicas rotativas axiais abertas, o rotor não é protegido e o escoamento dá-se à pressão ambiente. Geralmente são aplicadas para efeitos de propulsão, sendo facilmente reconhecidas nos motores a hélice dos barcos.

2.1.2.2. Bombas Dinâmicas Rotativas Radiais

As bombas dinâmicas rotativas radiais, mais conhecidas por bombas centrífugas, são capazes de produzir elevados valores de pressão com caudais moderados. Está representado na figura 4 uma típica bomba centrífuga. Constituídas por duas partes fundamentais, rotor e voluta, exibem linhas de corrente que se mantêm, pelo menos parcialmente, em planos perpendiculares ao eixo de rotação.



Figura 4 - Bomba Centrífuga [2]

2.1.2.3. Bombas Dinâmicas Rotativas Mistas

As bombas dinâmicas rotativas mistas, ou diagonais, podem ser consideradas como um caso intermédio entre as axiais e a radiais. O fluido penetra no rotor axialmente, atinge as pás cujo bordo de entrada é curvo e inclinado em relação ao eixo, e atinge o bordo de saída que é paralelo ou ligeiramente inclinado ao eixo, como se pode ver na figura 5.

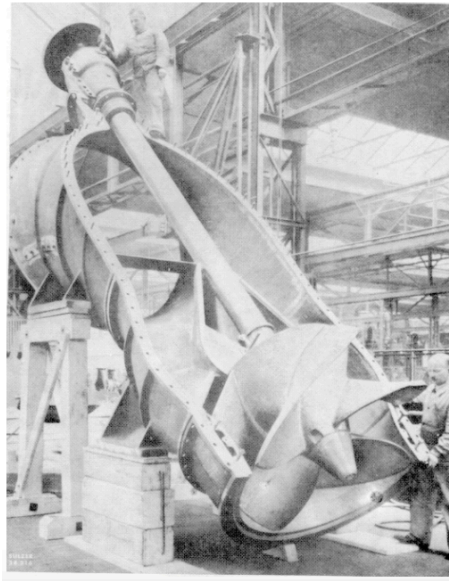


Figura 5- Bomba Dinâmica Rotativa Mista [2]

2.1.2.4. Bombas Dinâmicas Não Rotativas

Existem também bombas dinâmicas não rotativas. Embora haja variação no campo de velocidades, como as bombas dinâmicas rotativas, estas não apresentam qualquer componente rotativa. Os exemplos mais conhecidos são as bombas de ejetor, a bomba por golpe de ariete e a bomba de arrastamento por gás.

A bomba de ejetor, como se pode ver na figura 6 faz uso de um jato primário que passa por um *venturi* e origina uma depressão que provoca o arrastamento de uma corrente secundária.

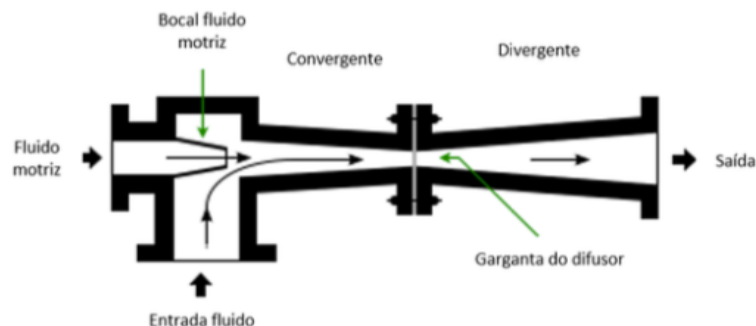


Figura 6 - Bomba de Ejetor [3]

A bomba por golpe de ariete, ou carneiro hidráulico, apresentada na figura 7, funciona com base na sobrepressão do golpe de ariete, originado pela redução brusca da velocidade de um líquido através do fecho rápido de uma válvula.

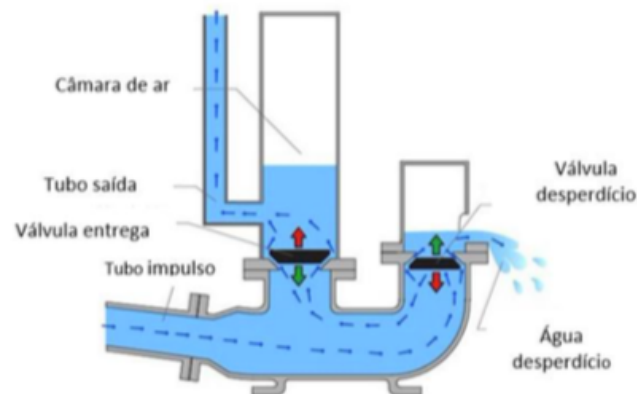


Figura 7 - Bomba por golpe de Ariete [3]

A bomba de arrastamento por gás, como o próprio nome indica, faz com que o fluido seja arrastado por um gás (geralmente ar comprimido) da extremidade inferior até às cotas superiores da tubagem.

2.2. Bombas Centrífugas

Como foi referido, as bombas centrífugas são bombas dinâmicas rotativas radiais, e tem como constituintes principais os elementos representados na figura 8:

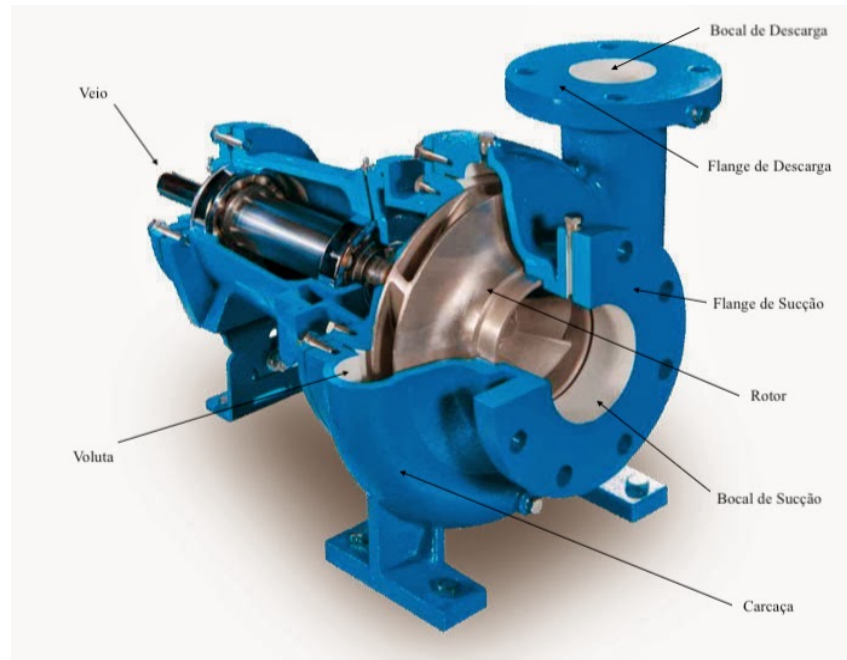


Figura 8 - Corte de Bomba Centrífuga (Adaptado) [4]

O fluido entra no rotor de forma paralela ao eixo, sendo conduzido até à extremidade das pás, obtendo energia cinética. Esse deslocamento, do centro do rotor até à sua extremidade, forma uma região de depressão, que é ocupada por novas massas do fluido a montante.

De igual modo, o fluido quando arrastado para a periferia do rotor, acelerado entre as pás e a voluta, ganha energia sob a forma de pressão, que devido ao aumento progressivo da área de secção de escoamento da mesma, leva à formação de uma zona de alta pressão à saída da máquina.

O funcionamento das bombas centrífugas, tem como base a conversão de energia mecânica fornecida pelo rotor em energia cinética ganha pelo fluido. É fundamental saber quantificar a variação de energia no fluido e saber relacioná-la com a energia entregue pela bomba, pois existem sempre perdas de energia associadas ao processo. Essa relação é nos dada pela energia fornecida pela máquina, a energia dispendida E_d , com a energia que efetivamente é transferida para o fluido E_t e as perdas mecânicas inerentes ao processo ΔE_m .

$$E_d = E_t + \Delta E_m \quad (1.1)$$

A energia transferida para o fluido, E_t , é conservada sob a forma de pressão ou energia cinética, considerada energia útil, E_u , e a restante é dissipada por efeitos viscosos no interior da bomba, denominada por perda hidráulica, ΔE_h .

$$E_t = E_u + \Delta E_h \quad (1.2)$$

Ou, por outra forma, dividindo por ρg :

$$H_t = H_u + \Delta H_h \quad (1.3)$$

Fazendo uso da equação de Bernoulli generalizada, podemos mostrar que a energia útil do fluido, H_u , é a diferença entre os valores da energia total do fluido à saída e à entrada da máquina, a jusante e montante respetivamente:

$$H_u = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z \right)_J - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z \right)_M \quad (1.4)$$

Adicionando as perdas hidráulicas temos então a energia transmitida ao fluido, ou a altura de elevação da bomba, como mostrado acima:

$$H_t = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z \right)_J - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + Z \right)_M + \Delta H_h \quad (1.5)$$

Voltando as atenções de novo para as equações (1.1) e (1.2) e se considerarmos o débito de energia em relação ao tempo, facilmente conseguimos obter valores de potência postos em jogo aquando do funcionamento da bomba:

$$P_d = P_t + \Delta P_m \quad (1.6)$$

$$P_t = P_u + \Delta P_h \quad (1.7)$$

Onde P_d , é a potência dispendida pelo motor para mover o veio, P_t é potência transmitida ao fluido e ΔP_m é a potência mecânica dissipada (casquilhos, rolamentos, chumaceiras). Na equação (1.7) P_u é potência útil e ΔP_h potência

hidráulica dissipada (devido à presença de um caudal de fugas). De outra forma, a potência útil pode ser escrita como:

$$Pu = \rho g Q v H \quad (1.8)$$

O rendimento global de uma bomba, η , de forma generalizada, pode ser definido como o quociente entre a potência útil e a potência dispendida:

$$\eta = \frac{Pu}{Pd} = \frac{\rho g Q v H u}{Pd} \quad (1.9)$$

Esta relação pode ser descrita de uma forma aprofundada, pois o rendimento é a capacidade de um conjunto motor-bomba converter potência mecânica em potência hidráulica. Assim sendo, rendimento pode ser descrito como:

$$\eta = \eta_h \eta_m \quad (1.10)$$

Os valores de $\eta_h \eta_m$ estão relacionados, respetivamente, com os de perda hidráulica e da perda mecânica pelas seguintes expressões:

$$\eta_h = \frac{Pu}{Pt} = 1 - \frac{\Delta Ph}{Pt} = 1 - \frac{\Delta H h}{H t} \quad (1.11)$$

$$\eta_m = \frac{Pt}{Pd} = 1 - \frac{\Delta P m}{Pd} \quad (1.12)$$

Como já foi referido, a potência dispendida diz respeito ao elemento motor da bomba, necessária para mover o veio. No entanto, pode haver conveniência em incluir na definição de rendimento outros sistemas necessários para o funcionamento da máquina, e assim, é conveniente calcular a potencia dispendida à entrada desses sistemas. Num conjunto motor-bomba a potência dispendida pode ser calculada no veio da bomba, através de um dinamómetro (mede o binário, τ [Nm] no eixo), e sabendo a velocidade angular do motor, ω [rad/s] através da seguinte fórmula:

$$P = \tau \cdot \omega \quad (1.13)$$

Outra forma de calcular a potência dispendida é conhecer o consumo energético do motor. Assim o valor de rendimento global é também afetado pelas perdas de energia no motor e assim sendo, na expressão do rendimento, tem de ser incluído o rendimento do motor como fator multiplicativo.

Ao conhecer o rendimento de uma bomba, ficamos instantaneamente a saber o seu Ponto Ótimo de Funcionamento (Best Efficiency Point, ou BEP). É o ponto, ou uma região, onde a bomba, tendo em conta o diâmetro do seu rotor, faz escoar o fluido com máxima eficiência.

Por último e não menos importante, um dos parâmetros mais relevantes das bombas é a Altura Livre Positiva de Aspiração, ou NPSH (Net Pressure Suction Head). Tem como objetivo impor condições limites de aspiração, nos casos onde a bomba está montada acima da superfície livre do reservatório de alimentação, mantendo a pressão à entrada da bomba acima da pressão de vaporização do fluido à temperatura de funcionamento. Importa saber que a pressão de vaporização é a pressão na qual um líquido muda para o estado gasoso a uma certa temperatura.

O NPSH pode ser qualificado como disponível, ou NPSHa (Net Pressure Suction Head Available), quando diz respeito à altura de pressão de aspiração disponível na instalação onde a bomba se encontra. Dessa forma temos:

$$NPSHa = \frac{p_0 - p_v}{\rho g} - (Z_m - Z_0) - \Delta H_{OM} \quad (1.14)$$

Onde p_0 é a pressão absoluta (superfície livre do reservatório), p_v é a pressão de vaporização do fluido à temperatura do escoamento, $(Z_m - Z_0)$ é a diferença de cotas entre a superfície livre e a entrada da bomba, e por fim, as perdas de cargas associadas ao troço de aspiração são dadas por ΔH_{OM} .

O NPSHr (Net Pressure Suction Head Required), ou requerido, é característico da bomba diz respeito à pressão de aspiração para cada caudal. Para determinar o NPSHr, os fabricantes conduzem testes em ordem a estudar esse parâmetro, sendo um dos mais utilizados, o NPSH3%.

2.3. Cavitação

Um dos principais objetivos desta pesquisa foi tentar compreender melhor o fenômeno da cavitação, que de uma forma resumida, não é nada mais do que a formação e colapso de bolhas de vapor num fluido. A formação de bolhas ocorre num ponto onde a pressão é inferior à pressão de vaporização do líquido, que depois colapsam quando a pressão aumenta, dando origem a micro-implosões. Essas micro-implosões criam uma onda de choque que liberta grandes quantidades de energia a nível microscópico. É um ciclo que demora por volta de 2 milissegundos e pode ocorrer 200-300 vezes por segundo[5].

De um ponto de vista hidráulico, cavitação pode ser descrita como a quebra de um fluido mediante uma tensão elevada. Como mostra o diagrama exposto na figura 9, existe uma diferença entre cavitação e vaporização:

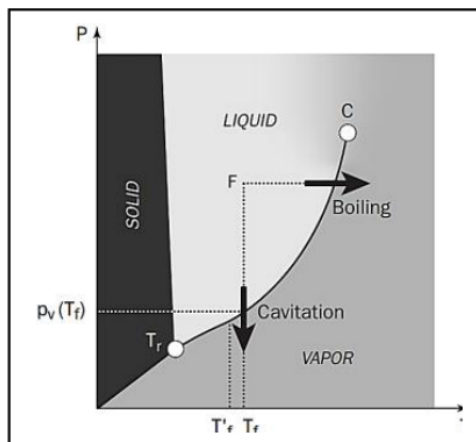


Figura 9 - Diagrama do Ponto Triplo da água

Assim, há que estabelecer a diferença entre esses dois fenômenos. Vaporização, é a formação de bolhas de vapor no líquido como resultante do aumento da temperatura do fluido a pressão constante, onde a cavitação é o resultado da diminuição da pressão a um ponto onde é inferior à pressão de vaporização do fluido a temperatura aproximadamente constante.

É um fenômeno que tem quatro fases distintas: nucleação, início, crescimento e colapso:

- Nucleação:

É um processo físico no qual ocorre uma mudança de estado numa substância em torno de certos pontos nucleares.

- Início:

O início da cavitação tem a ver com a proximidade a pressão do fluido para a pressão de vapor. Essa proximidade é medida principalmente através de uma constante chamada "Número de cavitação". Quando o número de cavitação é reduzido a certos valores específicos, as bolhas começam a formar-se e o número de cavitação relacionado é denominado como número de cavitação inicial (σ_i).

- Crescimento:

O crescimento da bolha até ao raio máximo é calculado pela equação de Rayleigh-Plesset ou suas variações. Esta equação fornece a relação entre a variação do raio da bolha e a pressão do fluido circundante.

- Colapso:

Na última etapa, a bolha é geralmente mais instável, o que resulta no desenvolvimento de um jato reentrante, que quando está perto da superfície de um sólido, é formado do lado mais distante da bolha, orientado para dentro, na direção do limite sólido e atinge a parede com velocidades muito altas, de tal ordem que remove o material do mesmo.

Ao longo dos anos, os cientistas deram conta que existem vários padrões de cavitação, sendo os seguintes os mais reconhecidos:

- Cavitação viajante

Nesse tipo de cavitação, as microbolhas são levadas ao longo escoamento até chegar às zonas de pressão mais baixas do fluxo, onde se tornam bolhas de

cavitação macroscópica antes de colapsar nas zonas de recuperação de pressão. Como pode ser observado na figura 10, as bolhas desenvolvidas são geralmente de formas complexas, principalmente a partir de suas interações com paredes vizinhas ou outras bolhas;



Figura 10 - Cavitação Viajante

- Cavitação anexa

A cavitação anexa permanece próxima da parede onde se dá o escoamento, como se pode reparar na figura 11. Neste caso apresentado de cavitação anexa, a principal fonte de instabilidade se originou na parte traseira da cavidade;

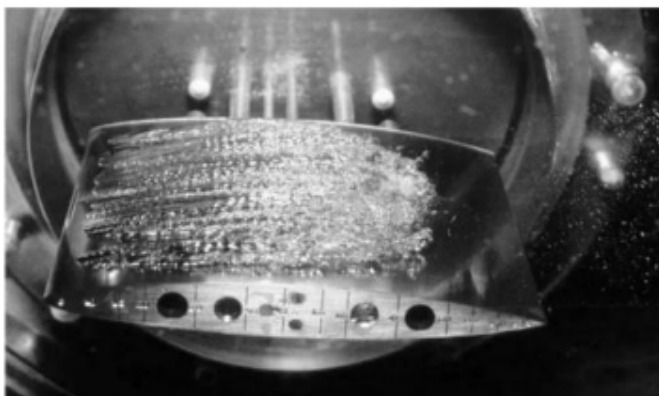


Figura 11- Cavitação Anexa

- Cavitação por vórtice

É o tipo de cavitação encontrado em hélices marítimas. Pode ser encontrada no núcleo do vórtice gerado pelo fluxo secundário na ponta da lâmina. O segundo fluxo da ponta da lâmina é resultado da diferença de pressão entre a pressão da palheta e o lado de sucção. A pressão no vórtice da ponta gerada é muito menor do que a pressão distante no mesmo fluido, ocorrendo cavitação, como se pode ver na figura 12;

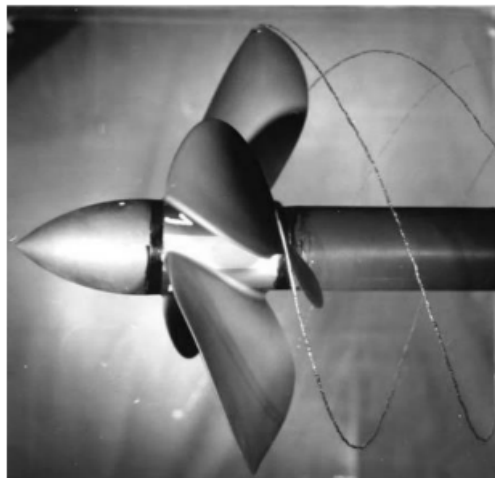


Figura 12- Cavitação por Vórtice

- Cavitação por corte

Normalmente é observada em jatos líquidos submersos. A figura 13 apresenta uma imagem típica de cavitação na sequência de uma cunha.

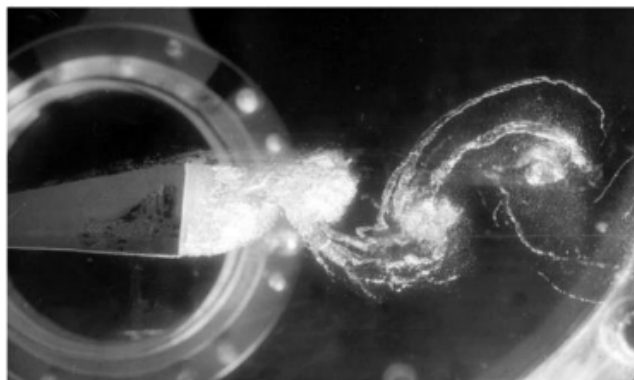


Figura 13- Cavitação por Corte

Nas bombas centrífugas, a cavitação tem maior probabilidade de ocorrer nas zonas de baixa pressão. À entrada da bomba, formam-se bolhas nas pás do rotor devido ao súbito aumento de velocidade no fluido, e consequente baixa pressão. Quando o fluido é empurrado em direção à voluta, as bolhas implodem, devido ao aumento da pressão.

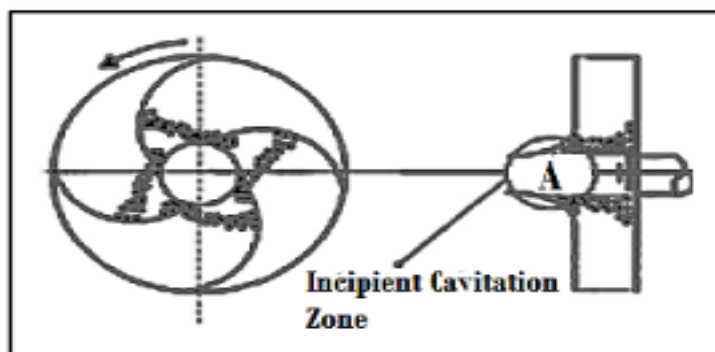


Figura 14- Zona de Início de Cavitação em Rotor

A preocupação em evitar a ocorrência da cavitação é uma constante desde que se conheceu os primeiros casos. Os fabricantes de bombas, engenheiros e técnicos têm isso em conta desde a fase de projeto de uma bomba, ou de uma instalação hidráulica. Os danos causados pela cavitação podem ser elevados, como é visível na figura 15, pois não interessa a rigidez do material, as micro-implosões localizadas nos poros da superfície do mesmo, vão-no desgastando até à rutura.



Figura 15 - Rotor danificado devido a cavitação

Relativamente a instalações, o fenómeno de cavitação pode ocorrer sob várias formas:

- A geometria da tubagem de uma instalação pode gerar reduções de pressão se a área de secção da mesma for reduzida (válvulas, tubagens de diâmetro diferente);
- No caso de existir bombas em paralelo, a junção de dois escoamentos a velocidades diferentes induz elevadas variações de pressão localizadas (vórtices);
- A rugosidade elevada da tubagem, falta de manutenção, falta de cuidado na união de componentes, pode originar escoamento turbulento, aumentando as hipóteses de ocorrer cavitação;

2.4. Ensaio de Bombas

Todos os fabricantes de bombas, antes de as colocarem no mercado, efectuam ensaios experimentais de forma a obter a homologação das mesmas. São então colocadas em bancos de ensaios, com a devida instrumentação, e estimados os vários parâmetros que as vão caracterizar. Dos vários parâmetros de teste reconhecidos pelo Hydraulic Institute, os fundamentais são: a curva característica $H(Q)$, a curva de potência $P(Q)$, a curva de rendimento $\eta(Q)$ e a curva de NSPH(Q).

O típico arranjo de um banco de ensaios está representado na figura 16:

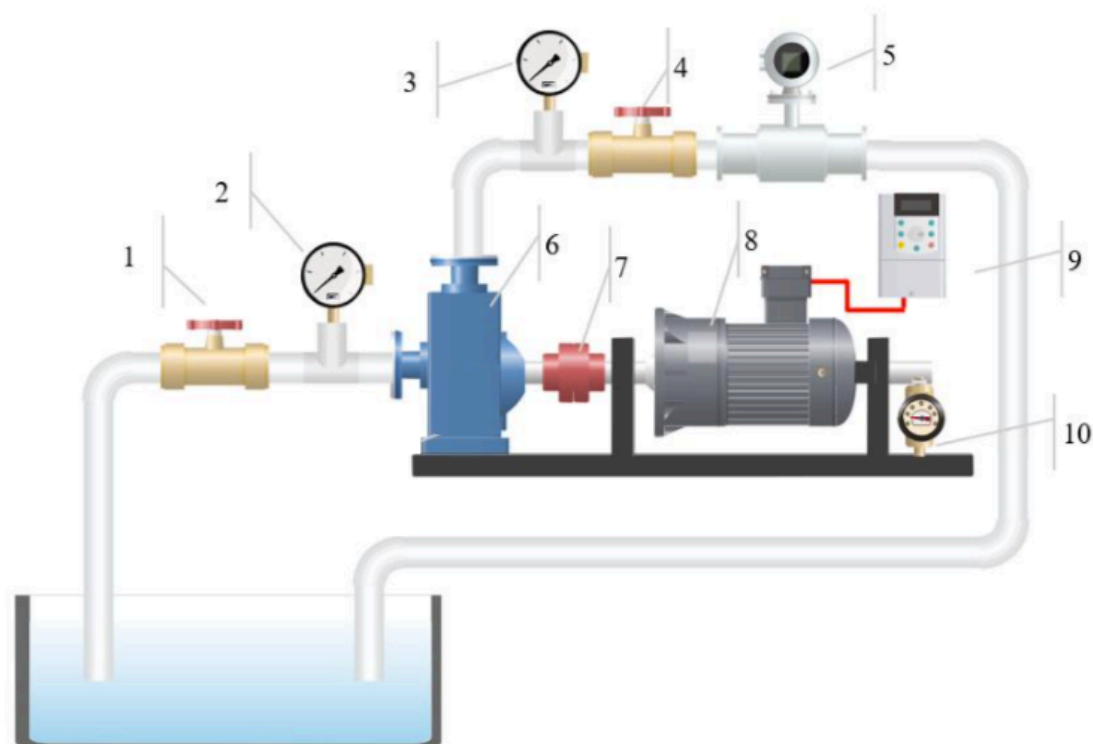


Figura 16- Arranjo típico de um ensaio de bomba

A bomba (6) encontra-se ligada a um motor (8) através de um acoplamento (7). A velocidade do motor é controlada por um variador de velocidade, VFD (9). É montada uma válvula na conduta de aspiração (1) para permitir variar a perda de carga e um manómetro (2) para monitorizar a pressão de aspiração. De igual forma, há uma válvula (4) e um manómetro (3) na conduta de compressão que, tal como na aspiração, permite alterar a perda de carga e aferir o valor da pressão. Um caudalímetro (5), é instalado no troço de compressão, de forma a medir os valores de caudal. O binário transmitido ao veio é medido através de um dinamómetro (10).

2.4.1. Determinação de curva característica

A construção da curva característica da bomba, ou curva $H(Q)$, representada na figura 17, tem como base o simples facto de que os pontos de funcionamento pertencerem em simultâneo à curva da bomba e à curva de instalação. Seleciona-se uma velocidade de rotação na bomba e através da regulação de válvula a jusante da mesma, vai aumentar a perda de carga, reduzindo o caudal escoado.

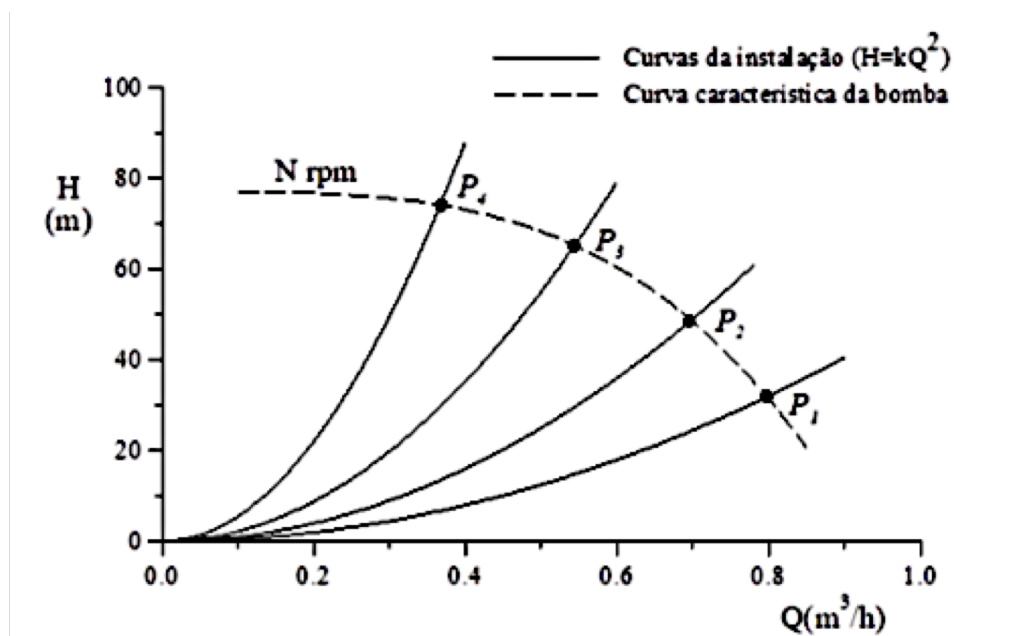


Figura 17 - Relação entre curva da bomba e curva de instalação [6]

Para cada regulação da válvula a jusante da bomba, registam-se os valores das pressões de aspiração e de compressão, utilizando os manómetros correspondentes, e o caudal, utilizando o caudalímetro.

2.4.2. Determinação de curva de potência

Para determinar a curva de potência, $P(Q)$ é necessário conhecer a potência transmitida ao eixo, P_d . Para isso, é importante calcular o binário e a velocidade de rotação. Como já foi referido, utiliza-se um dinamómetro para auferir o valor do binário, através da força F [N] indicada pelo mesmo, e o braço B [m] (distância entre o dinamómetro e o eixo do motor). Para descobrir o valor de rotação do motor ω [rpm], é usa-se o tacómetro. Escrevendo a equação (1.13) de outra forma, temos:

$$P_d = F \frac{(2\pi \cdot \omega \cdot B)}{60} \quad (1.15)$$

Quando o banco de ensaios não possui um dinamómetro, ou a estrutura da bomba não o permite montar, é recorrente o uso de um medidor de potência. Comparativamente com o dinamómetro é um método menos exato para calcular a potência, pois o dinamómetro dá-nos a potência no veio a ser convertida em potência hidráulica. O medidor de potência dá-nos a potência à entrada do motor, e assim é necessário ter conhecimento do rendimento do mesmo.

Embora as curvas de potência divulgadas pelos dos fabricantes digam respeito á potência necessária no veio da bomba, o método de cálculo utilizando o medidor de potência, também conhecido por Wire-To-Water, é muito mais prático na ótica do cliente, pois à partida, fica inteirado do consumo energético do conjunto motor-bomba.

Novamente, para o cálculo dos pontos de funcionamento, o método é semelhante à curva característica. Seleciona-se uma velocidade de rotação na bomba, ω , e controlando a válvula situada a jusante, é feita a variação de caudal. Apesar de a velocidade de rotação se manter aproximadamente constante, o binário desenvolvido pelo motor para mover valores elevados de caudal, faz com que a potência dispendida aumente de uma forma aproximadamente linear com o aumento do mesmo

2.4.3. Determinação de curva de rendimento

A curva de rendimento é determinada após se conhecer as duas curvas mencionadas anteriormente, utilizando a fórmula descrita em (1.9):

$$\eta = \frac{\rho g Q v H u}{P d}$$

Quando é utilizado um medidor de potência, é necessário adicionar a eficiência do motor, e caso seja instalado um VFD, a eficiência do mesmo.

$$\eta = \frac{\rho g Q v H u}{P d} \frac{1}{\eta_{ME}} \frac{1}{\eta_{VFD}} \quad (1.16)$$

Quando se descobre esta curva, ficamos a saber o seu Ponto Ótimo de Funcionamento (BEP), crucial para o funcionamento eficiente da bomba.

2.4.4. Determinação de curva de NPSH

Como já foi anteriormente referido, NPSH pode ser qualificado como disponível, ou NPSHa, quando diz respeito à altura de pressão de aspiração disponível na instalação, como pode ser NPSHr, ou requerido, característico da bomba e diz respeito à pressão de aspiração para cada caudal. Uma forma de descobrir o NPSH requerido, é através do NPSH3%.

Em 1932 foi publicado um artigo no Hydraulic Institute Standarts[7] que definia o NPSHr como uma queda de 3% na pressão total da bomba. A escolha dessa percentagem foi baseada no facto de que é a queda de pressão mais baixa que se pode medir. Como se pode reparar na figura 20, a cavitação vai ocorrer no ponto onde há uma perda da pressão total na ordem dos 3%, pressão essa que se perdeu por fenómenos de pré-cavitação. Facilmente ganhou consenso, pois as bombas que operaram sob o método dos 3% alcançaram mais tempo de serviço.

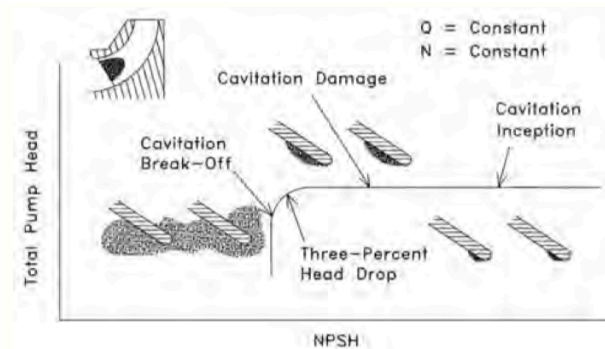


Figura 18 - Evolução de Cavitação no teste de NPSH3%

Podem existir dois tipos de instalação que permitem determinar a curva de NPSH3%:

- Instalação em ciclo fechado (Closed Loop);
- Instalação com depósito aberto, ou ciclo aberto (Open Sump / Open Loop);

Nas instalações em ciclo fechado, onde um exemplo está representado na figura 19, a bomba é alimentada por um depósito fechado com líquido a nível constante[8]. As condições de aspiração são elevadas até à pressão atmosférica, caso seja necessário, por válvulas de tomada de ar, e reduzidas por bombas de vácuo. Por vezes há necessidade de instalar permutadores de calor, para reduzir a temperatura do fluido no circuito, pois pode aquecer devido ao funcionamento da bomba.

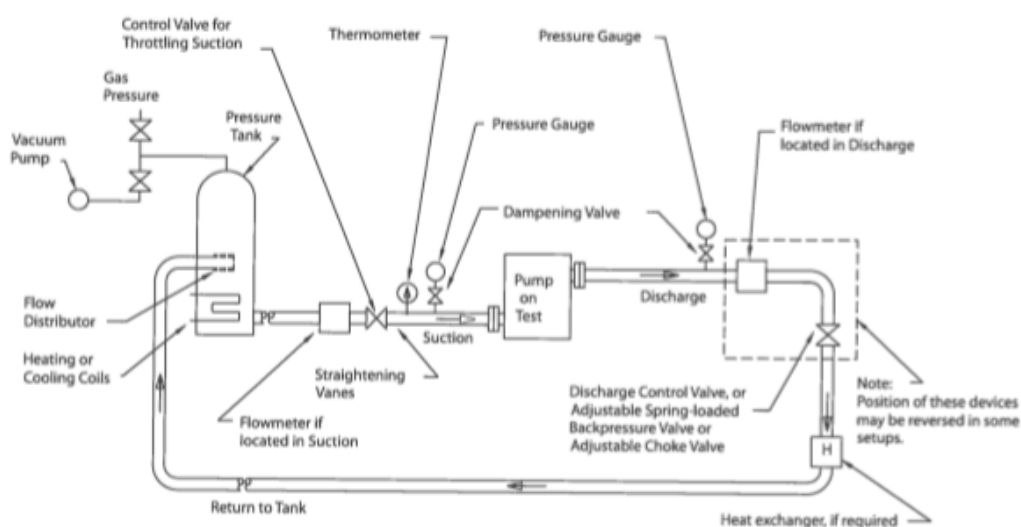


Figura 19 - Exemplo de uma instalação em ciclo fechado

Nas instalações com depósito aberto, onde um exemplo está representado na figura 20, a alimentação da bomba é feita por um tanque, com líquido a nível constante[8]. A pressão de aspiração é controlada por uma válvula que se situa a montante da mesma.

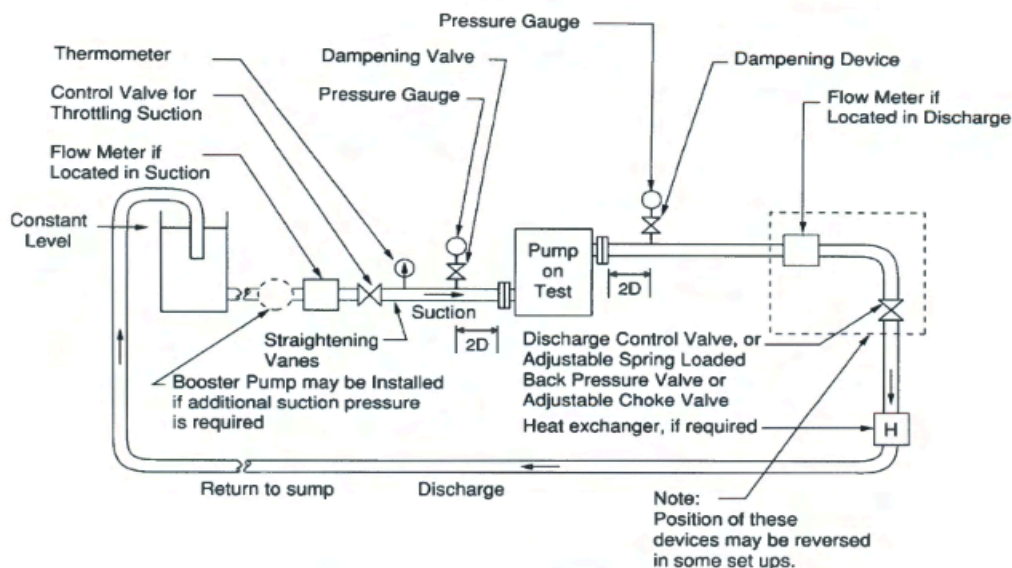


Figura 20 - Exemplo de uma instalação em ciclo aberto

O método de realização desses dois testes é semelhante. Após colocar a bomba em funcionamento, reduz-se a pressão na tubagem de aspiração, onde na instalação em ciclo fechado, é feita no depósito, através de uma bomba de vácuo. No caso da instalação em ciclo aberto, é feita através do fecho gradual da válvula que se situa à entrada.

Existem duas formas de se realizar o teste de NPSH₃%:

- Caudal constante, com pressão de aspiração variável;
- Caudal variável, com pressão de aspiração constante;

Caso não se conheça a curva de funcionamento da bomba, normalmente utiliza-se o método do caudal constante[9], com variação da pressão de aspiração. Mantem-se o caudal constante, ao controlar a válvula de descarga. Isso é feito porque, ao reduzir a pressão à entrada, quer seja por depressão, ou fecho de válvula, induz-se uma perda de carga na instalação. De forma a manter as perdas de carga do circuito aproximadamente constantes, e dessa forma, o caudal

constante, até ser atingida a queda de 3% de pressão, é necessário abrir gradualmente, a válvula de saída.

A figura 21, mostra a queda de 3%, num escoamento com caudal constante.

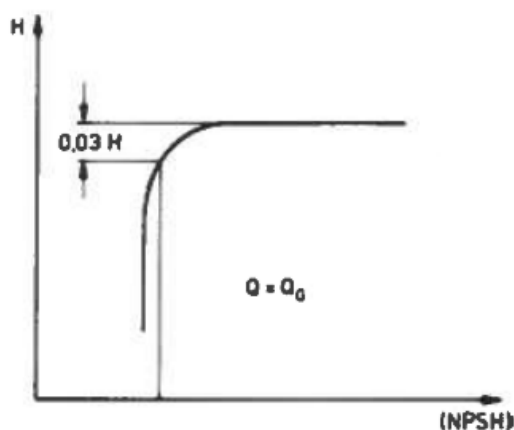


Figura 21 - Curva H (NPSH) a caudal constante

Quando se conhece a curva de funcionamento da bomba, pode-se realizar o método do caudal variável, onde é fixado uma pressão de aspiração na bomba e é variado o caudal a escoar na mesma. Funciona de forma semelhante ao método anterior, onde qualquer variação de caudal provoca uma variação na pressão de aspiração. A bomba cumpre com os pontos de funcionamento, até ao ponto onde não consegue manter a pressão de aspiração definida, havendo uma queda de 3% na altura de pressão.

A figura 22 mostra a queda de 3%, num escoamento com caudal variável:

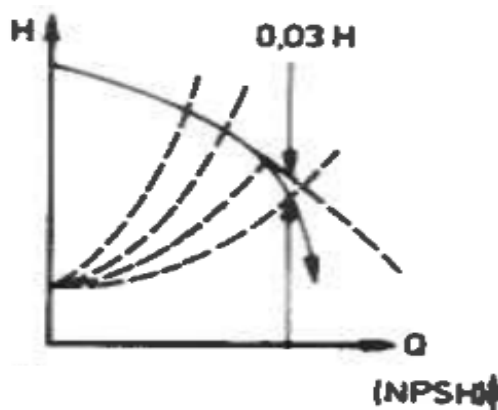


Figura 22 - Curva H (NPSH) com caudal variável

Após o cálculo dos pontos de funcionamento, é utilizada a fórmula anteriormente referida em (1.13) para descobrir NPSH:

$$NPSHr = \frac{p_{asp} + p_{atm} - p_v}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (1.17)$$

Seja qual for o método utilizado, após descobrir os pontos de NPSH, para cada caudal, é norma expô-los como representado na figura abaixo:

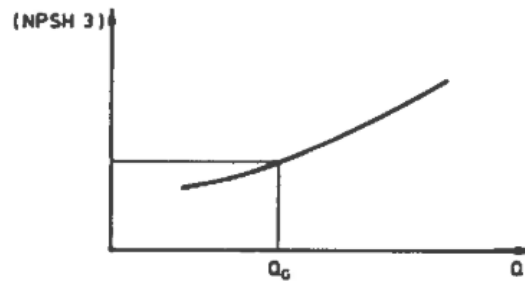


Figura 23 - Curva de NPSH3%

3-Montagem Experimental

Neste capítulo descreve-se a instalação inicialmente existente no laboratório, e expõe-se as alterações realizadas no âmbito desta dissertação.

3.1. Montagem existente

O laboratório da Secção de Dinâmica dos Fluidos e Termodinâmica Aplicada da FCT-UNL possuía à data do início deste trabalho dois bancos de ensaios de bombas com uma instrumentação bem desenvolvida, porem, insuficiente para conduzir o tipo de testes pretendidos. Apenas se conseguia determinar curvas do tipo $H(Q)$, com alguma exatidão. No entanto, para obter curvas de potência, rendimento e NPSH, ainda faltava instalar alguns componentes. Na figura 24, está apresentada a versão inicial de um banco de ensaios.

Os componentes principais estão listados na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.:**

- 1) Manómetro de Bourdon, (troço de compressão, com o respetivo transdutor);
- 2) Manómetro de Bourdon (troço de aspiração, com o respetivo transdutor);

- 3) Válvula de regulação (troço aspiração);
- 4) Válvula de regulação (troço compressão);
- 5) Bomba EFACEC tipo 2P25-57;
- 6) Variador de frequências Allen-Bradley Power-flex 4;
- 7) Reservatório;
- 8) Arduino Uno/Ecrã;
- 9) Caudalímetro.



Figura 24 - Banco de ensaio presente no laboratório

3.2. Alterações realizadas

Realizaram-se algumas alterações ao banco de ensaios para se conseguir obter as quatro curvas que caracterizam uma bomba. Fizeram-se com o intuito

de serem permanentes e para que os alunos que frequentem o laboratório tenham facilidade em realizar os testes relativos às bombas.

3.2.1. Válvula de Regulação

De forma a comandar-se com alguma precisão a pressão no troço de aspiração, foi necessário montar uma válvula de regulação nessa zona. A válvula existente, que está representada na figura 25, não reunia condições para efetuar os testes de NPSH, pois o seu manuseamento era muito difícil e permitia a entrada de ar na tubagem. Estabelecer um valor fixo de pressão de aspiração era praticamente impossível, e o facto de ser uma válvula de esfera, fazia com que para grandes valores de aspiração, se fechasse sozinha, pondo em risco o funcionamento da bomba.



Figura 25 - Válvula de esfera

Apesar disso, regular a aspiração num troço muito próximo dos sensores de pressão, e da entrada da bomba, para grandes valores de aspiração, não só podia pôr em causa a leitura dos manómetros, mas como o motor, devido a possibilidade de ocorrência de cavitação à saída da válvula.

Posto isto, escolheu-se uma válvula de guilhotina que devido ao seu curso longo, permite uma melhor regulação da aspiração, e assim tirar dados mais coerentes. Também se junta o facto de que como a guilhotina desliza sobre duas paredes, faz com que tenha resistência suficiente para lidar com altos valores de aspiração. A figura 26 mostra o troço de tubagem onde foi colocada a válvula de guilhotina.



Figura 26- Válvula de guilhotina

Importa ainda referir que a localização da válvula foi escolhida de forma a que se houvesse cavitação à saída da mesma, o fluido tinha tubagem suficiente até à entrada da bomba para se estabilizar. Como as válvulas de guilhotina têm um vedante que impede a saída de fluido sob altas pressões, esse mesmo vedante não garante a estanquicidade da mesma sob baixas pressões, podendo entrar ar na tubagem. Para evitar esse efeito, decidiu-se que a válvula teria que estar submersa no tanque, para que na pior das hipóteses, entrasse água e não ar.

3.2.2. Contador Trifásico

Para se conseguir medir a potência dispendida pelo motor no veio, seria ideal adotar um dinamómetro na instalação, mas devido à constituição do conjunto motor-bomba (o veio de ligação entre o motor e a bomba está contido no

seu interior) não é possível a instalação desse equipamento. Foi então necessário a utilização de um medidor de potência.

Os medidores de potência, são equipamentos permitem determinar a tensão e corrente em cada fase, e dessa forma a potência aparente, ativa e reativa. Neste caso, a potência aparente dá-nos o valor do consumo do motor. Embora seja um equipamento muito bom, que permite retirar leituras muito exatas, o elevado custo e o facto de não poder ser parte integrante da instalação, foram as causas que levaram a ser tomada outra escolha.

Assim sendo, e como se pode ver na figura 27, foi decidido instalar um contador trifásico da marca ASLO Type DT862, de forma a medir a potência consumida pelo motor à entrada.

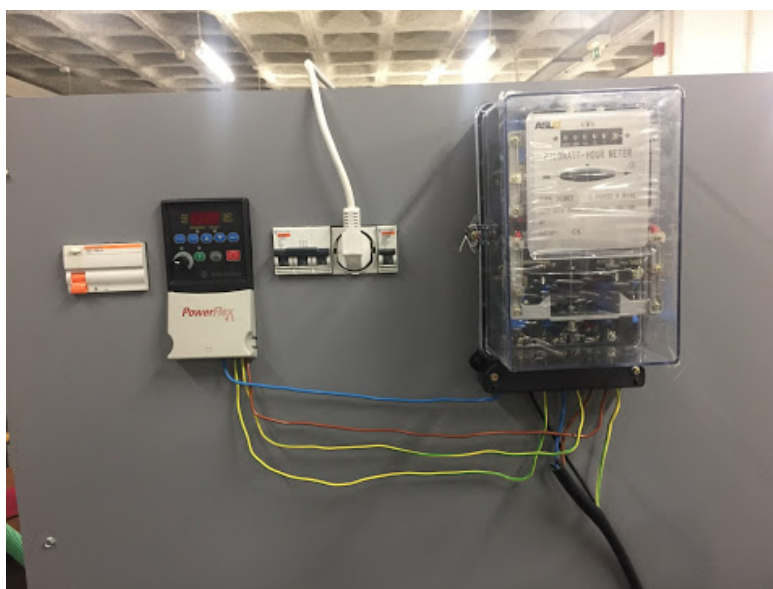


Figura 27 - Variador de Frequências e Contador Trifásico

Como é utilizado um variador de frequências (VFD) no banco de ensaios, é extremamente difícil obter valores de potência entre o motor e o VFD devido à onda não sinusoidal gerada pelo mesmo. Logo, colocou-se um contador trifásico depois do disjuntor primário e antes do VFD.

A leitura da potência consumida envolve ainda uns cálculos pela parte do utilizador. A cada cem rotações do disco do contador, é gasto 1kWh (100r/kWh). Sabendo o tempo que demora ao disco dar uma volta, utilizando um cronómetro

(no decorrer do trabalho laboratorial, foi considerado o tempo de cinco voltas, de forma a fazer uma média e reduzir o erro de leitura), é trivial encontrar o valor correspondente de potencia consumida. A fórmula abaixo relaciona o número de voltas dadas pelo disco, n , com o tempo decorrido nessas mesmas voltas T_n [s].

$$P_{consumida} = \frac{N * 0.01 * 3600}{T_n} \frac{[kWs]}{[s]} \quad (1.18)$$

3.2.3. Alteração do código Arduino

Quando foram realizadas as primeiras leituras experimentais, recorrendo ao Arduino Uno, o sistema de aquisição de dados e processamento de sinais provenientes dos vários sensores presentes na instalação, notou-se que a taxa de aquisição dos mesmos sofria de uma elevada filtragem. Para qualquer regulação feita nas válvulas, o sistema demorava muito tempo a mostrar o valor efetivo.

Assim sendo, recorreu-se ao código do Arduino Uno fez-se as alterações necessárias para que a taxa de leitura fosse feita de uma maneira mais sucinta.

O Arduino tinha no seu código base um algoritmo de média móvel simples[3]. O sistema lia inicialmente 30 valores e guardava-os num vetor fazendo a sua média. Na leitura seguinte, o valor da primeira posição do vetor era descartado e substituído pela mais recente leitura.

Após algumas tentativas para achar o melhor compromisso entre rapidez e qualidade de leitura, reduziu-se a média móvel para 15 leituras.

Aproveitando esse facto, modificou-se o tipo de informação a ser mostrado pelo sistema. Anteriormente, era mostrado a pressão de aspiração [bar], pressão de compressão [bar], caudal [l/min] e rotação [rpm]. Foi optado por retirar a mostragem da pressão de compressão e mostrar a pressão total do sistema H em metros de coluna de água.

4-Procedimento Experimental

Este capítulo descreve os testes e ensaios realizados no laboratório de forma a chegar aos resultados obtidos. Foram aplicadas as metodologias descritas nos capítulos anteriores na obtenção das curvas características da bomba, nomeadamente a curva NPSH(Q).

4.1. Primeira Série de Ensaios

Na primeira série de ensaios estimou-se a curva característica da bomba, a curva de potência e a curva de rendimento à velocidade nominal da bomba que é de 2900 rpm.

No decorrer dos ensaios notou-se que a rotação da bomba não se mantinha constante apesar de a frequência indicada no VFD ser a mesma. A velocidade da bomba variava ligeiramente com o aumento do caudal, o que era de se esperar, pois estamos a aumentar a carga imposta no rotor. Para não induzir erro nos resultados, aumentou-se ligeiramente a frequência do VFD de forma a acertar a rotação do motor mantendo-a aproximadamente constante durante todos os testes.

Para determinar a curva característica, deixou-se a bomba atingir o regime permanente e registou-se os valores de pressão e caudal. Começou-se com um

caudal de 140 L/min e fechou-se progressivamente a válvula de compressão, até estar completamente fechada.

Para o cálculo da potência e consequente rendimento, utilizou-se os valores registados na curva característica, e cronometrou-se o tempo que o disco do contador trifásico demora a dar uma volta, que segundo o que está descrito em (1.17), dá-nos o valor da potência consumida pelo conjunto motor-bomba. Contaram-se 5 voltas do disco para cada ponto, fez-se uma média por volta e adicionou-se um erro de cronometragem de 0,5 segundos.

4.2. Segunda Série de Ensaios

A segunda série de ensaios diz respeito às curvas de NPSH(Q). Decidiu-se fazer dois testes de NPSH3%, sendo um com caudal fixo e o outro com caudal variável. No final, traçaram-se duas curvas de NPSH e compararam-se os valores.

Realizou-se um ensaio preliminar, cujos resultados não foram trabalhados, pois a intenção era praticar o método de teste de NPSH3%, e ver como a bomba reagia aos esforços impostos. Notou-se que após algum tempo em funcionamento, e em esforço, a temperatura da carcaça da bomba aumentava significativamente, o que levava a que se descolasse o sensor de Hall. Reparou-se prontamente com silicone resistente a altas temperaturas, e adicionou-se um ventilador orientada com as alhetas da carcaça de forma a dissipar o calor.

Apesar disso, a água no tanque, após uma hora de vários ensaios, aproximou-se rapidamente dos 35°C, o que a nível experimental implica variações nos valores de P_v . Assim foi necessário incorporar um termómetro no tanque para controlar a temperatura da mesma. Tentou-se manter a temperatura a 25°C, $\pm 1^\circ\text{C}$. Quando a temperatura saía fora dessa janela, a bomba era desligada, sendo feita uma troca de água, para que a água se mantivesse por volta dos 25°C.

4.2.1. Ensaio com caudal constante, pressão de aspiração variável

Depois de todos esses contratempos, decidiu-se realizar o teste com caudal constante. Para isso, escolhe-se um caudal e fecha-se a válvula no troço de aspiração, ao mesmo tempo que se abre a válvula no troço de compressão. Começou-se nos 0.1 bar de aspiração e foi se incrementando 0.02 em 0.02 bar até ocorrer uma queda de pressão total da bomba na ordem dos 3%. O procedimento repetiu-se para os caudais de 50, 90, 110, 130 L/min.

A figura 28 ilustra uma típica curva a caudal constante, que no caso foi de 90 L/min.

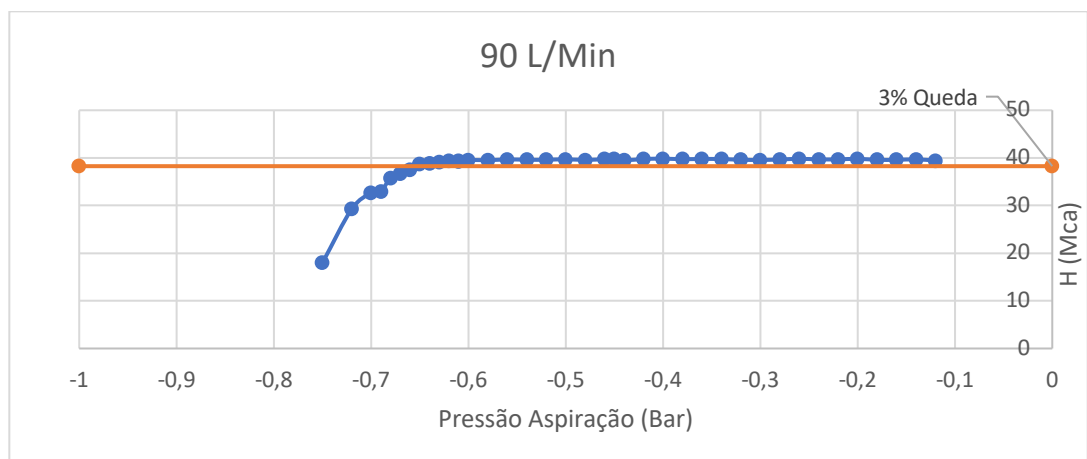


Figura 28 - Curva de Caudal 90 L/min

4.2.2. Ensaio com pressão de aspiração constante, caudal variável

Foi realizado outro teste de NPSH_{3%} utilizando o segundo método descrito. Para isso optou-se por uma pressão de aspiração intermédia de 0.5 bar, variando-se o caudal. Começou-se nos 20 L/min e foi se incrementando 5 em 5 L/min aproximadamente. Como já se conhecia de antemão os pontos H(Q) da

bomba, para uma pequena variação de caudal, dava-se uma queda de pressão na bomba, relativamente à curva característica da mesma.

Na figura 29 está representado um ensaio típico onde se fixou uma pressão de aspiração de -0.5 bar:

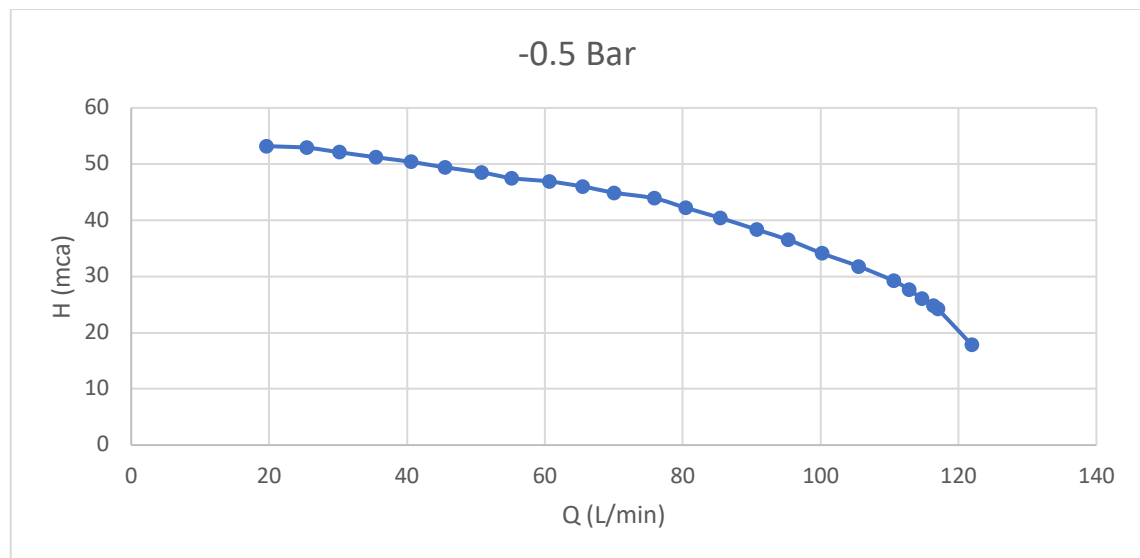


Figura 29– Curva de Pressão de Aspiração a -0.5 bar

5-Resultados Obtidos

Neste capítulo mostra-se os resultados obtidos e comenta-se os mesmos.

5.1 Primeira Série de Ensaios

Na primeira série de ensaios obteve-se a curva característica da bomba. Como se pode observar na figura 30, a curva $H(Q)$ obtida (a vermelho) apresenta a forma típica de uma bomba centrífuga, onde para os valores mais elevados de pressão o caudal é reduzido, e vice-versa. Adicionaram-se barras de erro, que dizem respeito à precisão de referência dos transdutores de pressão. Considerou-se 0.55 mca, como o valor de erro para a pressão, pois é a soma dos erros lidos no transdutor do troço de aspiração (0.005 bar) e do transdutor de compressão (0.05 bar). O erro relativo à leitura do caudalímetro pode-se considerar desprezável, pois trata-se de 0.02 l/min. O valor é de tal forma reduzido, que o gráfico mostrado abaixo não tem uma escala suficientemente grande para se conseguir visualizar a barra de erro.

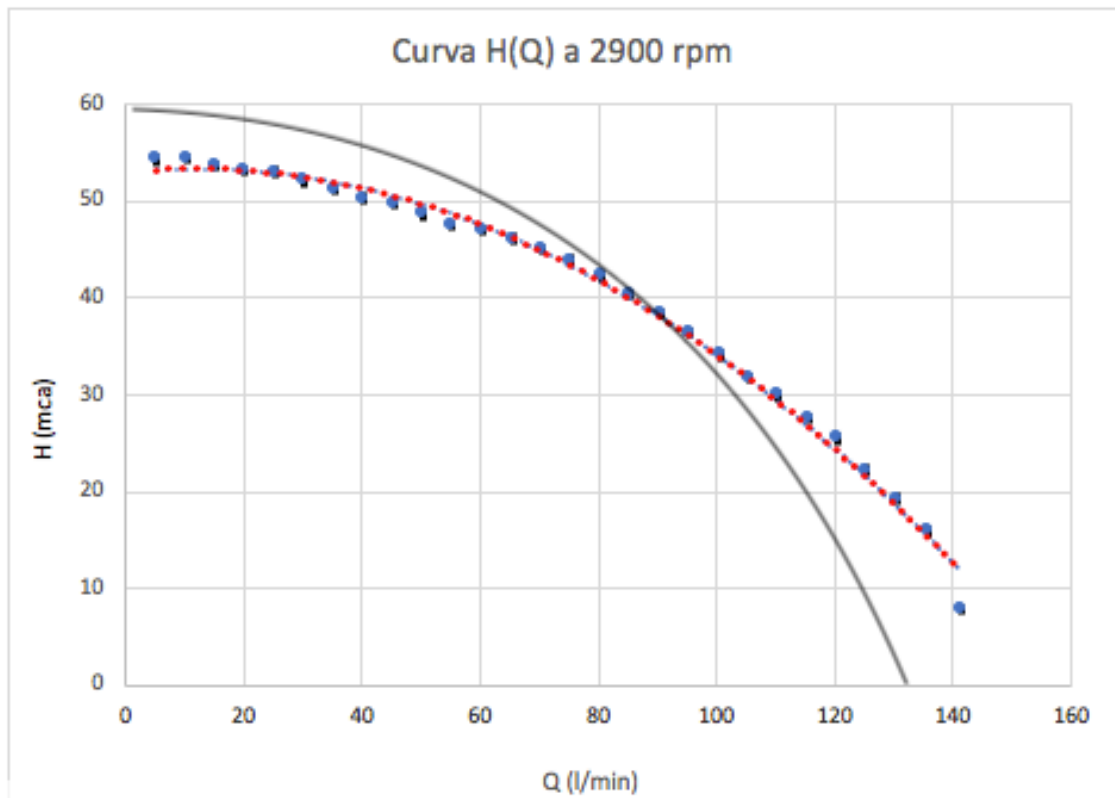


Figura 30 - Curva Característica

Comparativamente com a curva divulgada pelo fabricante (a preto)[10], é uma curva que se assemelha, pois os valores de caudal máximo nas duas curvas são muito próximos havendo apenas uma ligeira variação da altura manométrica máxima, onde o fabricante reclama 60 mca, em vez dos 55 mca calculados.

O cálculo da potência consumida está apresentado na figura 31. Como se pode observar, caudais mais elevados, requerem maior potência elétrica, devido à carga hidráulica imposta. De notar ainda, que as barras de erro têm maior dimensão com o aumento do caudal. Isso deve-se ao facto de o disco rodar mais depressa quando é consumida mais energia, pelo que o erro de leitura aumenta. Mesmo assim, o erro calculado no ponto de consumo máximo é de 3,65%, e no ponto de consumo mínimo é de 2%. É preciso ter em conta que esta potência medida é o resultado do consumo dos equipamentos montados a jusante do contador, que são o VFD e a bomba.

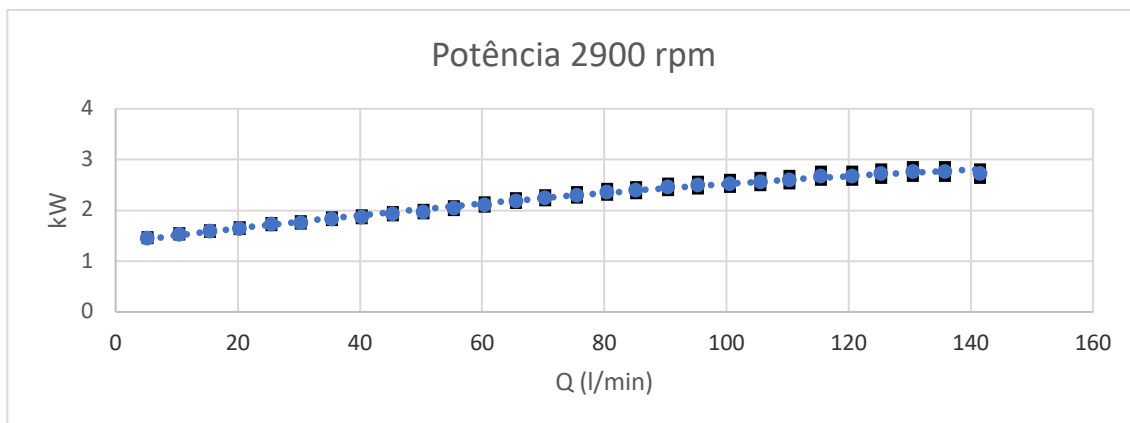


Figura 31- Potência Consumida

O gráfico da figura 32 mostra o rendimento Wire-to-Water da instalação, isto é, o rendimento total da instalação ($\eta = \frac{\rho g Q v H_u}{P_d}$). Uma vez que instalação não possui formar de medir diretamente o binário aplicado ao veio da bomba optou-se por calcular os rendimentos do motor e do variador, e aplicar a expressão descrita em 1.16.

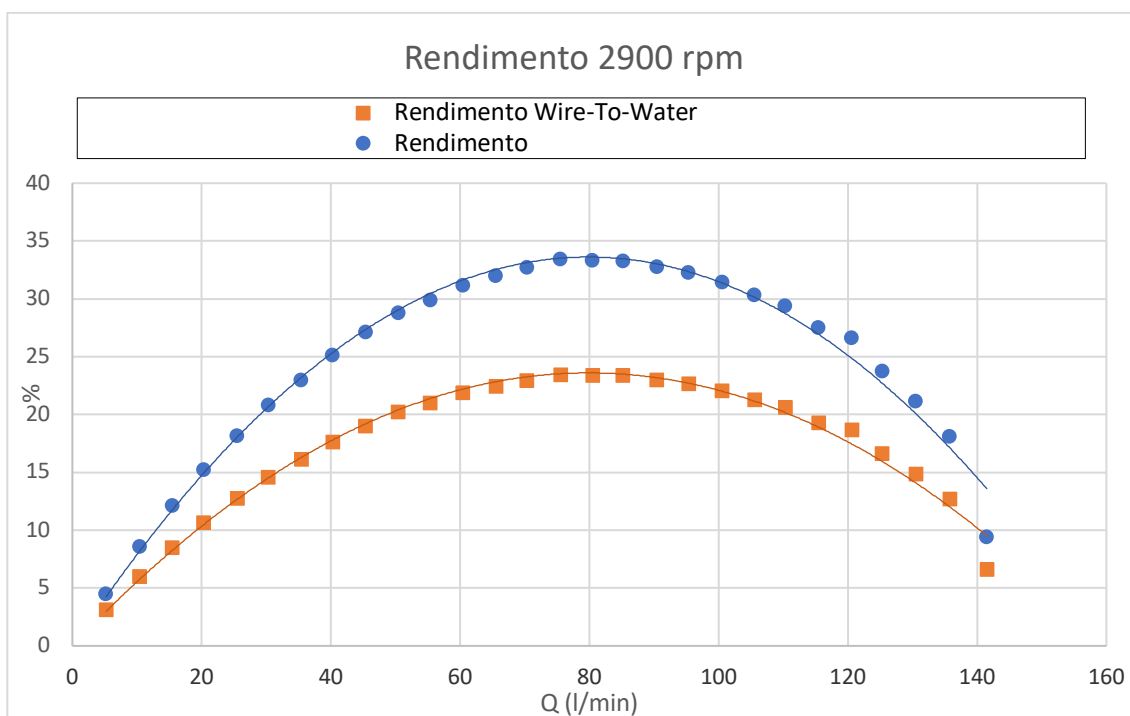


Figura 32 - Rendimento da Bomba

Para ter conhecimento da eficiência da bomba, estudou-se o percurso da energia desde a fonte até à mesma, e descobriu-se as perdas de rendimento no percurso. Foi então necessário recorrer ao manual do fabricante do VFD[11], *Allen-Bradley Power-flex 4*, e ao do fabricante do motor da bomba[12], *Universal Motors BF31 90S-2*, onde os valores de eficiência são 97.5% e 72% respetivamente.

Da figura 32 observa-se que o ponto de funcionamento ótimo da bomba em estudo a 2900 rpm é 80,46 (L/min), ao qual corresponde a um rendimento 23.46%.

5.2 Segunda série de ensaios, caudal constante

Nesta série de ensaios determinou-se o NPSH para os caudais de 50, 70, 90, 110, e 130 (l/min). Para caudais inferiores a 50 e superiores a 130 (l/min) a determinação do NPSH revelou-se problemática. Nestas gamas a bomba funciona longe da sua condição nominal, como se pode verificar na figura 36. Desta forma os correspondentes triângulos de velocidade à entrada, como apresentam ângulos de ataque elevados, provocam um grande efeito de choque com consequências ao nível dos gradientes de pressão. Fenómenos como a separação e cavitação ficam assim potenciados. A realização de ensaios para caudais menores que 50 e maiores que 130 ficou assim comprometida, pois mesmo com baixa perda de carga no troço de aspiração, as condições de cavitação ficavam perto de ser atingidas, tornando difícil a deteção do início da queda de pressão.

Aplicando a metodologia apresentada no capítulo 4, obteve-se os gráficos da variação da pressão de aspiração em função da altura fornecida para os caudais de 50, 70, 90, 110, e 130 (figuras 33 a 37). Foi assim possível de identificar a queda de 3% na altura fornecida, e consequentemente o início de cavitação.

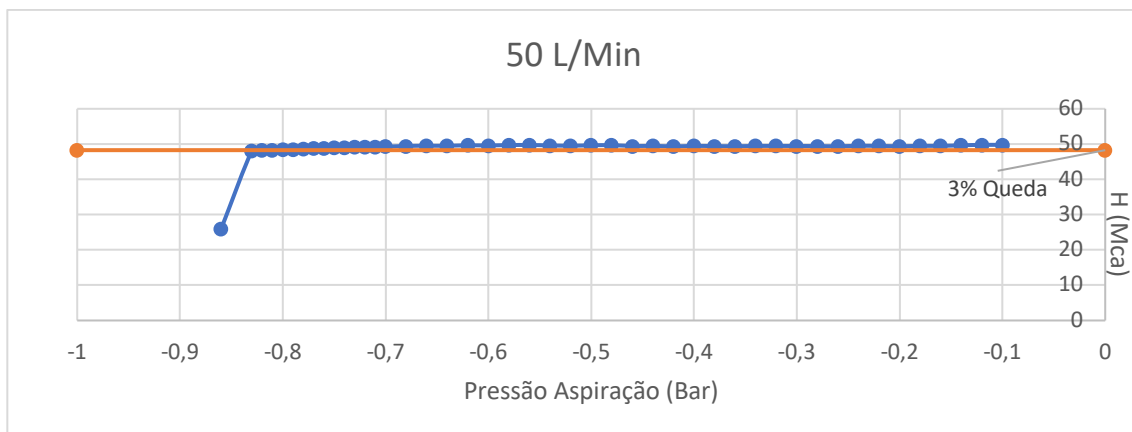


Figura 33– Queda de 3% (50 L/min)

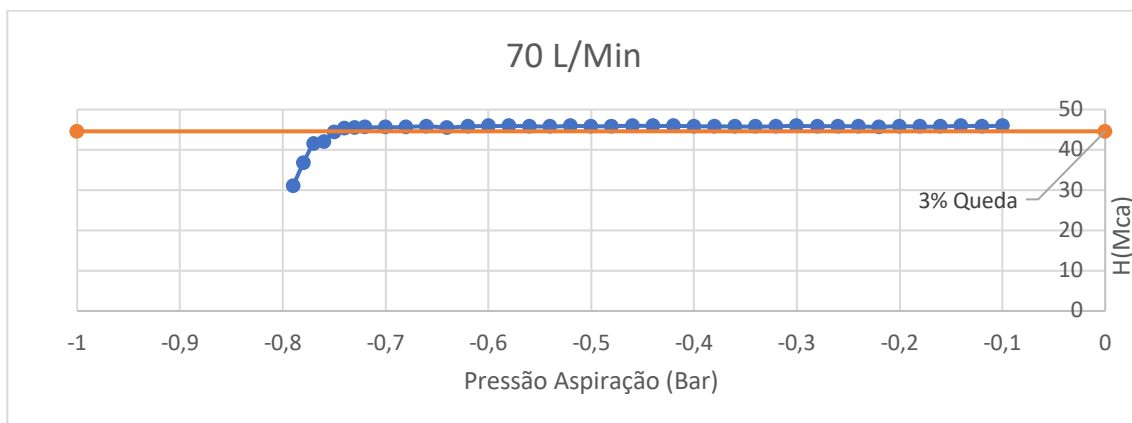


Figura 34- Queda de 3% (70 L/min)

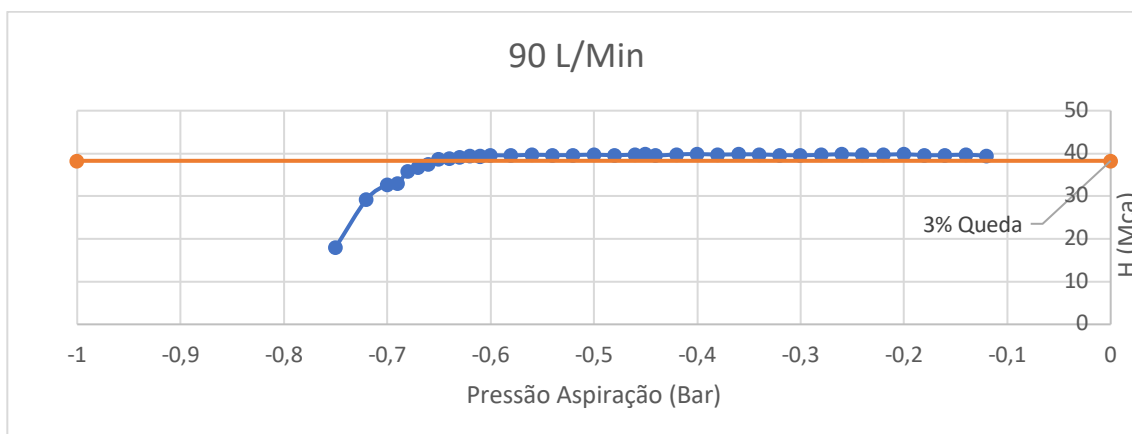


Figura 35 - Queda de 3% (90 L/min)

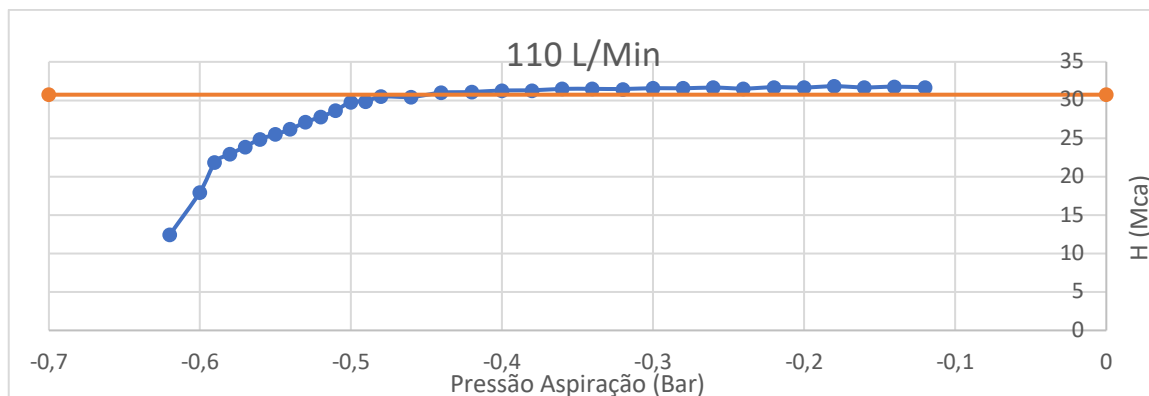


Figura 36- Queda de 3% (110 L/min)

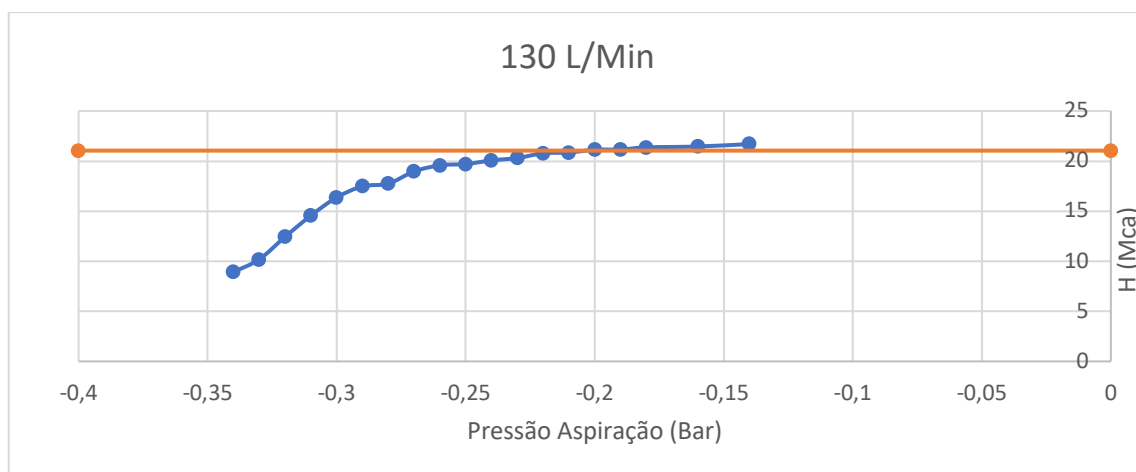


Figura 37- Queda de 3% (130 L/min)

Na figura 38 representa-se conjuntamente as curvas de queda de 3% para todos os caudais considerados. Embora as situações não nominais de baixo caudal e de alto caudal provoquem ambas um efeito de choque elevado, apenas nos caudais elevados, tem consequências na cavitação. Efetivamente, os caudais elevados implicam importantes gradientes de velocidades, e consequentemente importantes gradientes de pressão. Nas respetivas zonas de depressão poderá assim ocorrer facilmente cavitação. Estas observações são facilmente confirmadas na figura 40 onde se representa $NPSH_{3\%}$

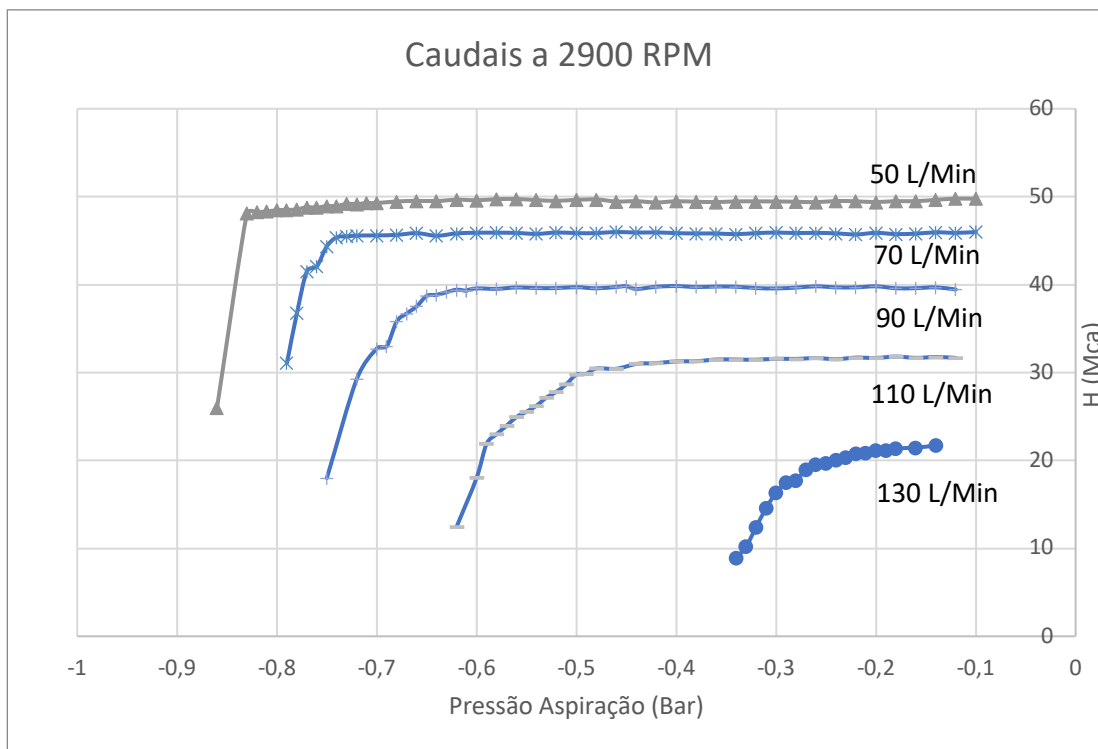


Figura 38 - Relação entre Caudais Fixos

Estas observações são facilmente confirmadas na figura 39 onde se representa o NPSH3% identificado nas figuras 33 a 37:

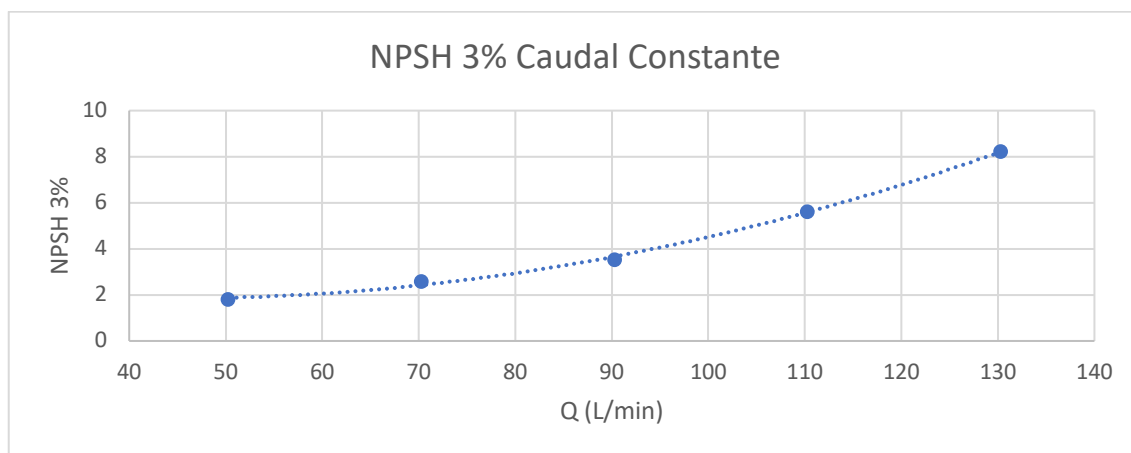


Figura 39 – NPSH3% com Caudal Constante

Infelizmente o fabricante da bomba não publicou nem forneceu após pedido a curva de NPSH. No entanto a curva obtida tem a forma típica de uma bomba centrífuga. A consistência dos valores obtidos dá assim boa indicação quando à validade do método utilizado.

5.3 Segunda série de ensaios, caudal variável;

Realizou-se outra série de ensaios para a determinação de NPSH_{3%} utilizando o método de caudal variável. Para a gama de pressões de aspiração da bomba, efetuaram-se seis séries de ensaios correspondentes às pressões de aspiração -0.3, -0.4, -0.5, -0.6, -0.7, -0.8. e variou-se o caudal até identificar uma queda de 3% em relação à curva $H(Q)$ da bomba.

Nas figuras 40 a 45, apresenta-se a curva $H(Q)$ até ser identificada a queda de pressão de 3%.

Conhecendo os pontos $H(Q)$ da bomba, calculados previamente, para uma pequena variação de caudal, dava-se uma queda de pressão na bomba, relativamente à curva característica da mesma. Abaixo estão apresentadas as curvas obtidas:

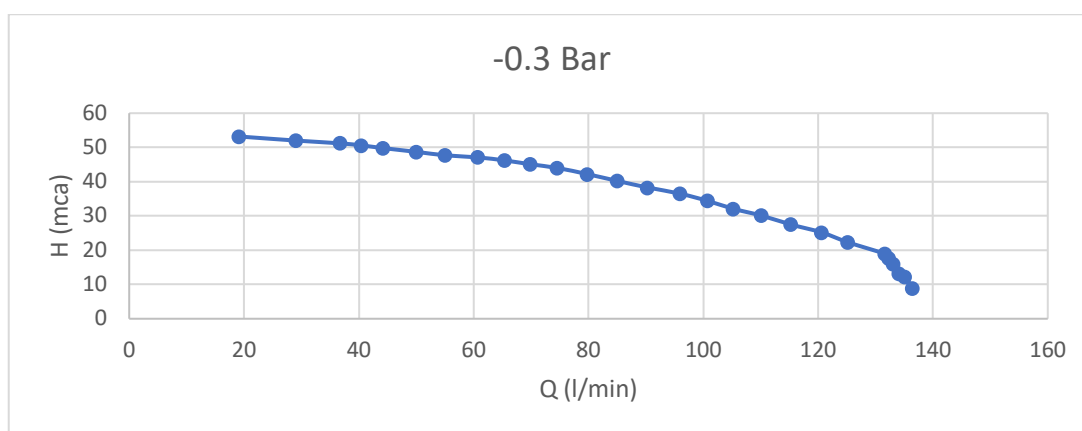


Figura 40 – Queda 3% (-0.3 Bar)

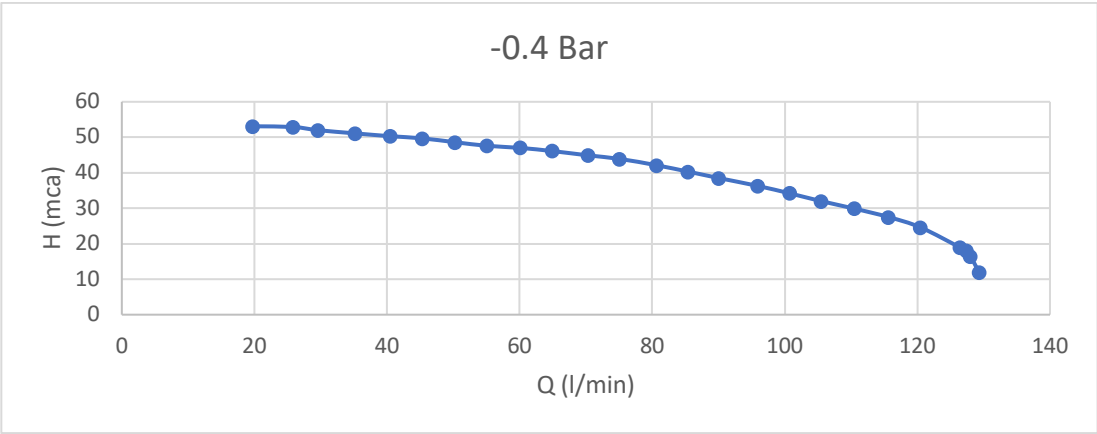


Figura 41- Queda 3% (-0.4 Bar)

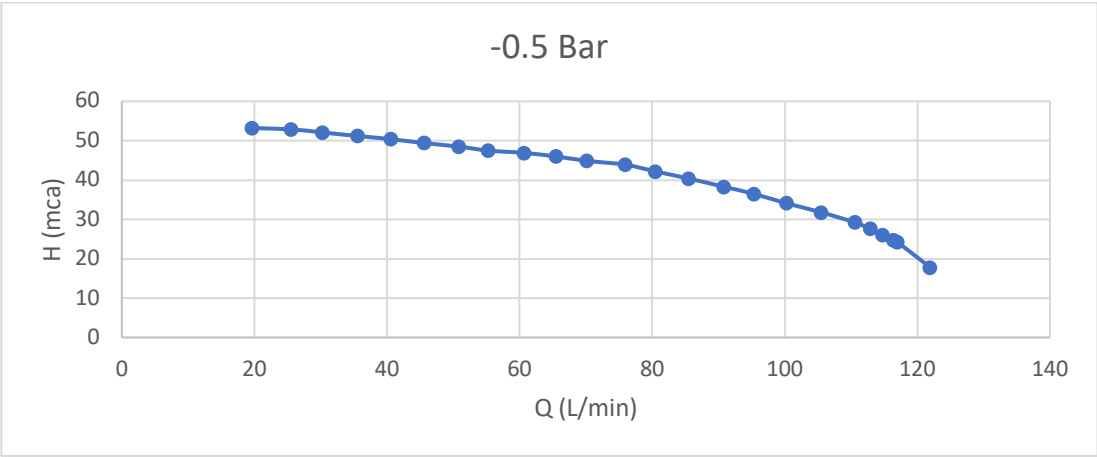


Figura 42 - Queda 3% (-0.5 Bar)

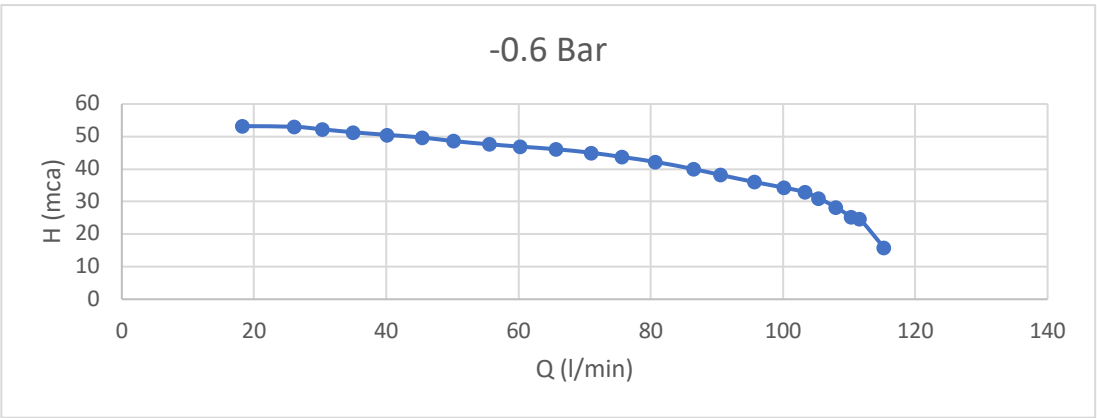


Figura 43- Queda 3% (-0.6 Bar)

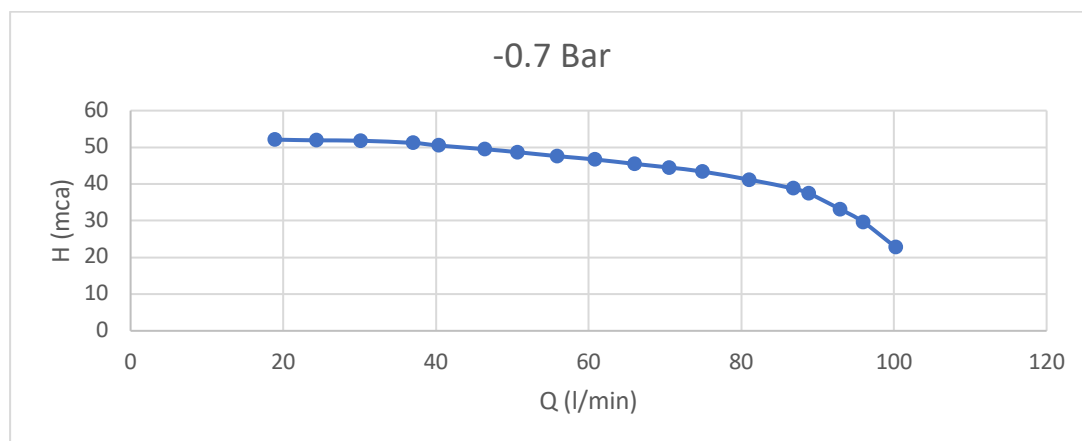


Figura 44- Queda 3% (-0.7 Bar)

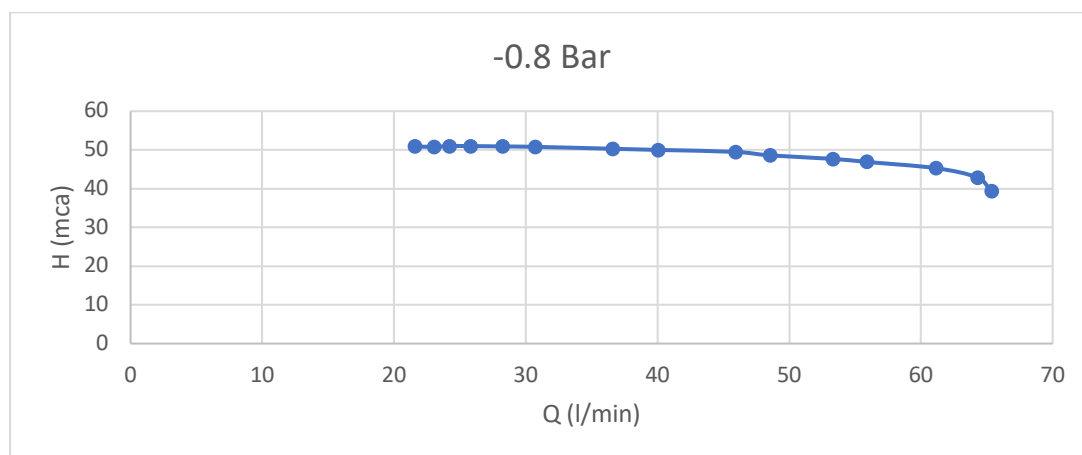


Figura 45- Queda 3% (-0.8 Bar)

Para poder identificar o caudal correspondente à queda de 3% na altura, sobrepôs-se as curvas obtidas com a curva característica da bomba na figura 46.

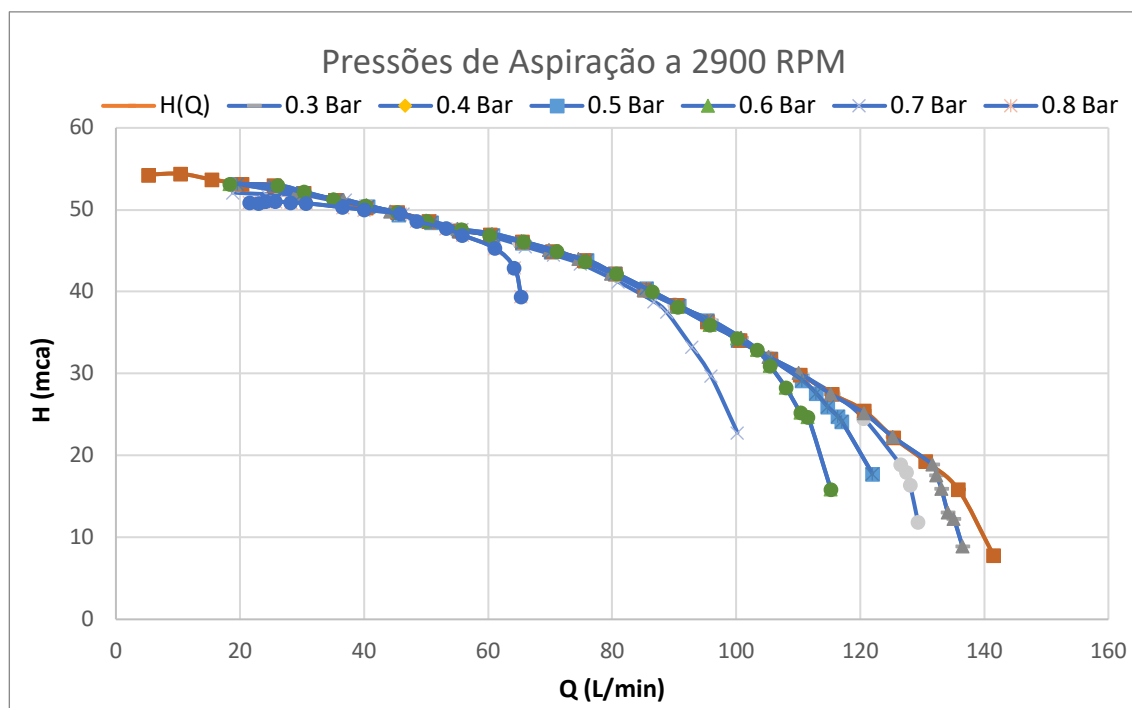


Figura 46- Relação entre a curva característica e as curvas obtidas

Para as maiores pressões (relativas) impostas na aspiração, a bomba entra em regime de cavitação com maior facilidade. Este facto deve-se aos correspondentes caudais serem mais elevados originando assim nos casos de choque elevado, grandes gradientes de pressão.

Identificados os caudais correspondentes às alturas críticas, identificados nas figuras 40 a 45, traçou-se o gráfico NPSH3% apresentado na figura 47.

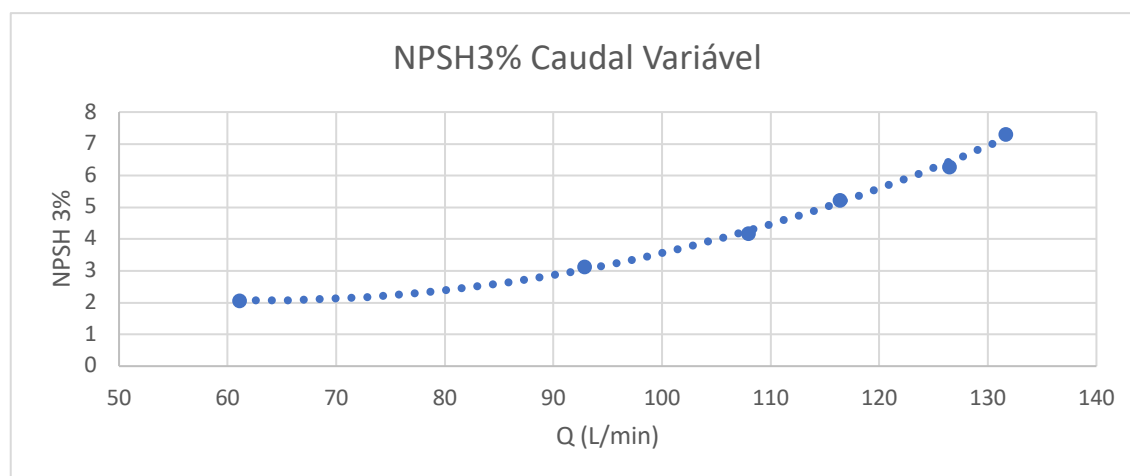


Figura 47 – NPSH3% com Caudal Variável

A curva obtida tem a forma típica de uma bomba centrífuga. A consistência dos valores obtidos dá assim boa indicação quando à validade do método utilizado.

Na figura 48 comparam-se as curvas NPSH3% obtidas pelo método do caudal constante e caudal variável.

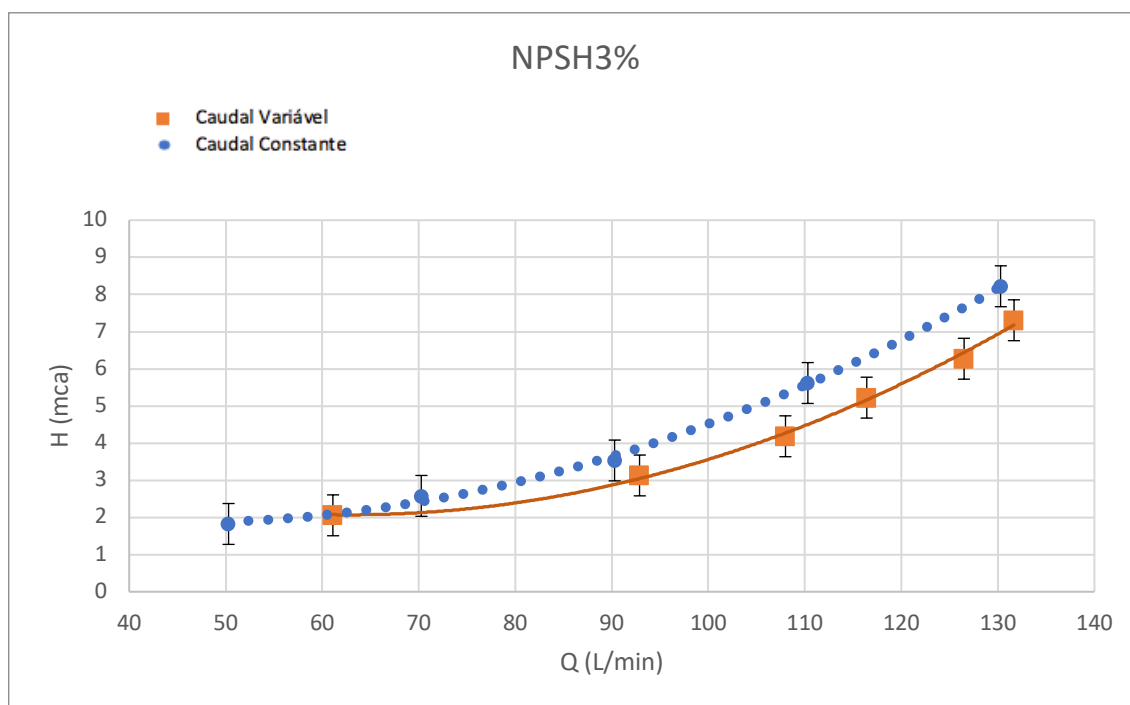


Figura 48 - Relação entre Curvas NPSH obtidas

Os valores de NPSH3% obtidos pelo método do caudal variável são inferiores aos obtidos pelo método do caudal constante, para valores de caudal superiores a 90 l/min. No entanto para valores de caudal inferiores a 90 l/min, as curvas parecem convergir.

Como o erro na leitura do caudalímetro é de 0.02 [l/min], e o erro de leitura dos sensores de pressão é 0.55 [mca], os valores dos ensaios a caudal constante tendem a ser mais exatos do que os valores a caudal variável. Importa ainda referir no que diz respeito à incerteza dos resultados, que a curva obtida através do caudal variável depende da curva característica calculada, pois é sobre esta que é comparada a queda de 3% na pressão total da bomba.

6-Conclusões e Trabalhos Futuros

O objetivo principal desta dissertação foi testar e validar o método $NPSH_3\%$ utilizando o banco de ensaios do Laboratório da Secção de Dinâmica dos Fluidos e Termodinâmica Aplicada da FCT UNL. Para alcançar esse fim, fez-se uma revisão bibliográfica sobre a cavitação de bombas centrífugas. Identificaram-se assim os métodos experimentais de determinação de $NPSH_3\%$.

A implementação destes métodos obrigou a adaptação do banco de ensaios existente. As alterações efetuadas consistiram na instalação de uma válvula de regulação na conduta de aspiração e de um contador trifásico. Modificou-se também o código base da placa de aquisição (Arduino) de forma a permitir leituras de pressão e caudal mais precisas.

Desenvolvida e testada a montagem experimental, determinaram-se as curvas características $H(Q)$ e rendimento $\eta(Q)$ e compararam-se com as fornecidas pelo fabricante.

Realizaram-se baterias de ensaios onde se aplicou alternadamente os métodos de caudal constante e caudal variável na determinação da curva $NPSH_3\%$.

As curvas $NPSH_3\%(Q)$ obtidas foram típicas de bombas centrífugas, mas não puderam ser comparadas com as do fabricante, por o mesmo não disponibilizar esta informação.

A comparação das curvas obtidas pelos dois métodos, permitiu concluir que os valores de $NPSH_3\%$ obtidos pelo método do caudal variável são inferiores aos obtidos pelo método do caudal constante, para valores de caudal superiores a 90 l/min. No entanto para valores de caudal inferiores a 90 l/min, as curvas parecem convergir.

Esta diferença pode em parte ser devida ao erro na leitura do caudalímetro ser de 0.02 [l/min], e o erro de leitura dos sensores de pressão é 0.55 [mca], os

valores dos ensaios a caudal constante tendem a ser mais exatos do que os valores a caudal variável. Importa ainda referir no que diz respeito à incerteza dos resultados, que a curva obtida através do caudal variável depende da curva característica calculada, pois é sobre esta que é comparada a queda de 3% na pressão total da bomba.

De forma a dar continuidade ao trabalho realizado, seria interessante implementar no banco de ensaios, outros métodos de deteção de cavitação e comparar com os resultados obtidos nesta dissertação.

Um dos métodos possíveis seria utilizar acelerómetros ou microfones para detetar os primeiros estágios de cavitação. No entanto é extremamente difícil filtrar os sinais captados, devido às vibrações presentes no laboratório e ao ruído presente no sinal elétrico. Teria que se adotar uma forma de isolar (ou reduzir ao máximo) a instalação de qualquer vibração ou fonte de ruído. Uma hipótese seria colocar os bancos para uma sala com isolamento acústico.

Outra das formas era utilizar a Análise de Assinatura de Corrente do Motor (MCSA, Motor Current Signature Analysis) [13]. Este método utiliza o sinal de corrente de uma das fases da alimentação. Através do MCSA, procede-se a uma análise do sinal e identifica-se as variações no seu espectro permitindo correlacioná-las com a cavitação.

Bibliografia

- [1] S. de Araújo and Barbosa, *Apontamentos de Máquinas Hidráulicas*. 1997.
- [2] I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper, and C. C. Heald, *Pump Handbook*. 2001.
- [3] T. Barreto, “Desenvolvimento da Instrumentação de um banco de ensaio de bombas,” 2017.
- [4] B. Centrifuga, “Bomba Centrífuga.” [Online]. Available: <https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/maquinas-e-equipamentos/fabo-bombas/produtos/bombas-e-motobombas/bomba-centrifuga-de-mancal>.
- [5] M. Binama, A. Muhirwa, and E. Bisengimana, “Cavitation Effects in Centrifugal Pumps- A Review,” vol. 6, no. 5, pp. 52–63, 2016.
- [6] e J. L. de C. L. M. Gil, D. C. Vaz, “Determinação da curva característica de uma Bomba,” Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, Monte da Caparica, 2009.
- [7] Hydraulic Institute, “American National Standard For Rotordynamic Pumps-Guideline for NPSH Margin.” 2012.
- [8] Hydraulic Institute, *American National Standard For Centrifugal Pump Tests*. 2000.
- [9] Hydraulic Institute, “American National Standard for Rotary Pump Tests.” Hydraulic Institute, 2010.
- [10] “EFAFLU-Bombas e Ventiladores,” 2019. [Online]. Available: <http://www.efaflu.pt/files/252.pdf>.
- [11] “Rockwell Automation,” 2019. [Online]. Available: <https://ab.rockwellautomation.com/pt/Drives/PowerFlex-4>.
- [12] “Universal Motors,” 2019. [Online]. Available: https://www.universalmotors.pt/pg45-produto-1-ii-poles-3000-rpm-en?potcv=5.5&potkw=4&tipo=BF31 100 L2 2&site_lingua=pt.
- [13] T. D. Gomes, “Previsão De Cavitação Em Bombas Com Base Na Estimação Do Torque Da Carga Por Meio Da Assinatura Elétrica Do Motor De Indução,” UFRJ, 2018.

- [14] “Bomba Axial Fechada.” [Online]. Available:
<https://www.sulzer.com/pt-br/shared/products/2017/09/12/13/20/axial-flow-pump-type-ensival-moret-cahr>.

